



Deutsches Zentrum  
DLR für Luft- und Raumfahrt



Hochschule  
Augsburg University of  
Applied Sciences

# **Thermodynamische Simulation und Optimierung von Betriebszyklen bei solarthermischen Kraftwerken mit Flüssigsalzen als Wärmeträgermedien**

## **Masterarbeit**

von

**Markus Seitz, B.Eng.**

**Matrikelnummer: 927853**

Stuttgart im September 2012

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Marcus Reppich, Hochschule Augsburg

Betreuer: Dr.-Ing. Michael Wittmann, DLR Stuttgart



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) am Institut für Solarforschung in Stuttgart.

Zuallererst bedanke mich bei meinem Betreuer Dr.-Ing. Michael Wittmann vom DLR Stuttgart für die hervorragende Betreuung meiner Masterarbeit. Die zahlreichen Hilfestellungen und Denkanstöße haben mich sehr bei der Realisierung der Aufgaben unterstützt. Ohne seine Hilfe würde es die vorliegende Arbeit in ihrer jetzigen Form nicht geben.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern des Instituts für Solarforschung am Standort Stuttgart für die angenehme und freundschaftliche Zusammenarbeit.

Auch danke ich Professor Dr. Ing. Marcus Reppich von der Fakultät Maschinenbau und Verfahrenstechnik an der Hochschule für angewandte Wissenschaften in Augsburg für die Betreuung und Bewertung meiner Masterarbeit sowie für sein Engagement während meines Studiums.

Für die stets hervorragende und schnelle Hilfe bei Fragen zur Simulationssoftware Epsilon möchte ich mich abschließend bei den Mitarbeitern der Firma Steag sehr herzlich bedanken. Die unkomplizierte Bereitstellung von zwei Lizenzen während der Zeit meiner Masterarbeit ist nicht selbstverständlich und sollte daher an dieser Stelle gewürdigt werden.

Stuttgart im September 2012

Markus Seitz





# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
<b>Symbolverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis.....</b>	<b>XI</b>
<b>Bildverzeichnis .....</b>	<b>XIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>XVII</b>
<b>1      Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2      Aufgabenstellung .....</b>	<b>5</b>
<b>3      Stand der Technik.....</b>	<b>9</b>
3.1      Anlagenkonzepte.....	9
3.1.1      Linienfokussierende Systeme .....	9
3.1.2      Punktfokussierende Systeme .....	11
3.2      Ölbetriebene Parabolrinnenkraftwerke.....	12
3.3      Wärmeträgermedien in solarthermischen Anlagen .....	15
<b>4      Modellbildung des Referenzkraftwerks.....</b>	<b>17</b>
4.1      Kreislaufsimulationsprogramm EBSILON Professional .....	17
4.2      Kraftwerksblock.....	18
4.2.1      Dampferzeuger und Zwischenüberhitzer .....	18
4.2.2      Dampfturbine .....	30
4.2.3      Kondensator.....	32
4.2.4      Vorwärmstrecke .....	33
4.2.5      Regelung des Kraftwerksblockmodells .....	35
4.2.6      Steuerung des Kraftwerksblockmodells .....	38
4.2.7      Auswertung des Kraftwerksblockmodells.....	38
4.2.8      Erzeugung eines funktionenbasierten Ersatzmodells .....	41
4.3      Solarfeld .....	44
4.3.1      Layout.....	45
4.3.2      Kollektor .....	46
4.3.3      Header-Leitungen .....	50
4.3.4      Versorgungsrohrleitungen .....	52

	4.3.5	Instationäres Verhalten des Solarfelds .....	55
4.4		Thermisches Speichersystem .....	61
4.5		Fossiler Zusatzbrenner.....	63
4.6		Übersicht über das Gesamtkraftwerk .....	67
4.7		Steuerungskonzepte .....	67
	4.7.1	Kraftwerksblock .....	68
	4.7.2	Solarfeld .....	73
<b>5</b>		<b>Simulationsergebnisse .....</b>	<b>81</b>
5.1		Kraftwerksstandort.....	81
5.2		Referenzstrategie.....	83
5.3		Diskretisierungsfrequenz instationärer Komponenten.....	95
5.4		Variation der Diskretisierungszeit der instationären Bauteile .....	97
5.5		Einfluss der thermischen Trägheiten im Solarfeld.....	98
5.6		Einfluss der zeitlichen Auflösung der Simulationsdaten .....	99
5.7		Optimierung der Kollektorfokussierung.....	100
5.8		Optimierung der Speichertankumschaltung .....	102
5.9		Vergleich der unterschiedlichen Abkühlverhalten des Kraftwerkblocks .	106
<b>6</b>		<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>109</b>
<b>7</b>		<b>Ausblick.....</b>	<b>113</b>
		<b>Rechtsverbindliche Erklärung.....</b>	<b>115</b>
		<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>117</b>
<b>A</b>		<b>Anhang.....</b>	<b>119</b>
A.1		Solarstrahlung .....	119
A.2		Solargeometrie.....	123
A.3		Berechnung der Solarkollektoren .....	129
A.4		Thermodynamische Berechnung des Clausius-Rankine-Prozesses .....	133
A.5		Verbrennungsrechnung des Zusatzbrenners .....	139
A.6		Validierung des PB-Ersatzmodells.....	141
A.7		Quellcode der Epsilon-Skripte .....	145
	A.7.1	Skript PowerBock_detailed_cont .....	145
	A.7.2	Skript TimeSeries_calc.....	148
	A.7.3	Skript PowerBlock_cont .....	151
	A.7.4	Skript SolarField_cont.....	161
A.8		Fehlerabschätzung des instationären Kollektormodells.....	169
A.9		Wetterdaten am Kraftwerksstandort .....	173

## Symbolverzeichnis

Lateinisch:

$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$a$	-	Koeffizient IAM-Funktion
$AM$	-	Air Mass
$B$	°	Tag des Jahres
$C$	-	Konzentrationsfaktor
$C$	$\frac{\$}{\text{kg}}$	Spezifischen Kosten
$c$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Lichtgeschwindigkeit
$c$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Strömungsgeschwindigkeit
$c_p$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$d_a$	m	Außendurchmesser
$d_i$	m	Innendurchmesser
$DoY$	-	Tag des Jahres
$d_{row}$	m	Reihenabstand der Kollektoren
$E$	J	Energie
$E$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	E-Modul

$EoT$	min	Zeitgleichung
$E_0$	$\frac{W}{m^2}$	Solarkonstante
$f$	m	Brennweite
$f$	-	Relativer Fehler
$f_{endgain}$	m	Endgewinnlänge
$f_{endloss}$	m	Endverlustlänge
$f_l$	-	Beiwert zur Berechnung der Schenkellänge
$f_{l,\mu}$	-	Beiwert zur Berechnung der U-Schenkellänge
$H$	kJ	Enthalpie
$h$	$\frac{kJ}{kg}$	Spezifische Enthalpie
$H_l$	$\frac{J}{kg}$	Spezifischer Heizwert
$H_o$	$\frac{J}{kg}$	Spezifischer Brennwert
$IAM$	-	Einfallswinkelkorrekturfaktor
$k$	$\frac{W}{m^2K}$	Wärmedurchgangskoeffizient
$K_A$	-	Korrekturfaktor Anordnung der Rohre
$K_B$	-	Korrekturfaktor Anzahl der Rohrreihen
$l$	m	Rohrlänge
$l$	kg	Luftmenge
$l_A$	m	Schenkellänge
$l_{col}$	m	Kollektorlänge

$\Delta l$	m	Längenänderung
LMT	-	Mittlere Ortszeit
LT	-	Ortszeit
$M$	$\frac{W}{m^2}$	Spezifische Ausstrahlung
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
$\Delta m$	kg	Massendifferenz
$n$	-	Anzahl
$Nu$	-	Nusselt-Zahl
$o$	$\frac{kmol}{kg}$	Sauerstoffbedarf
$P$	W	Leistung
$p$	bar	Druck
$p$	-	Korrekturkoeffizient
$\Delta p$	bar	Druckverlust
$Pr$	-	Prantl-Zahl
$Q$	MWh	Energie
$\dot{Q}$	MW	Wärmestrom
$\dot{q}$	$\frac{W}{m}$	Spezifischer Wärmestrom
$\Delta Q$	MWh	Energie
$r$	m	Radius

$Re$	-	Reynolds-Zahl
$s$	m	Wandstärke
$S_R$	m	Verschattungslänge
$SM$	-	Solar Multiple
$ST$	-	Solarzeit
$T$	°C	Temperatur
$t$	s	Zeit
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$\Delta t$	s	Zeitspanne
$\bar{T}$	s	Mittlere Durchlaufzeit
$T_{rep}$	s	Repräsentative Durchlaufzeit
$TZ$	-	Zeitzone
$w$	m	Aperturweite
$W_t$	kJ	Technische Arbeit
$w_t$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Spezifische technische Arbeit
$x$	m	Koordinaten
$y$	m	Koordinaten

Griechisch:

$\alpha$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha$	°	Abweichung zur Nachführachse
$\alpha_D$	°	Öffnungswinkel
$\alpha_{sc}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Angezapfte Dampfmenge
$\alpha_s$	°	Sonnenhöhenwinkel
$\alpha_m$	$K^{-1}$	Längenausdehnungskoeffizient
$\beta_c$	°	Neigungswinkel
$\beta_{sc}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Angezapfte Dampfmenge
$\gamma_c$	°	Kollektorzimutwinkel
$\gamma_s$	°	Sonnenazimutwinkel
$\delta$	m	Wandstärke
$\delta$	°	Deklinationwinkel
$\varepsilon$	-	Emissionskoeffizient
$\zeta$	-	Widerstandsbeiwert
$\zeta_u$	-	Widerstandsbeiwert bei Rohrkrümmungen
$\eta$	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$	Dynamische Viskosität
$\eta_{th}$	-	Thermischer Wirkungsgrad
$\eta_{aux}$	-	Zusatzbrennerwirkungsgrad
$\eta_{clean}$	-	Spiegelsauberkeit

$\eta_{col}$	-	Kollektorwirkungsgrad
$\eta_{net}$	-	Nettowirkungsgrad
$\eta_{par}$	-	Eigenverbrauchswirkungsgrad
$\eta_{gross}$	-	Bruttowirkungsgrad
$\eta_{opt}$	-	Optischer Wirkungsgrad
$\eta_{opt,0}$	-	Maximaler optischer Wirkungsgrad
$\eta_{endgain}$	-	Endgewinne
$\eta_{endloss}$	-	Endverluste
$\lambda$	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	-	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda$	°	Geografische Länge
$\nu$	$\frac{m^2}{s}$	Kinematische Viskosität
$\theta_i$	°	Einfallswinkel
$\Delta\vartheta_m$	K	Logarithmische Temperaturdifferenz
$\rho$	°	Nachführungswinkel
$\rho$	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
$\bar{\rho}$	$\frac{kg}{m^3}$	Mittlere Dichte
$\sigma$	$\frac{N}{m^2}$	Spannung
$\sigma$	$\frac{W}{m^2K^4}$	Stefan-Boltzmann-Konstanten
$\varphi$	°	Geografische Breite



$\varphi_{s/2}$	°	Halber Öffnungswinkel
$\Phi$	W	Strahlungsleistung
$\omega$	°	Stundenwinkel

#### Indizes

abs	Absorber	max	maximal
amb	Umgebung	melt	Schmelzpunkt
Ap	Apertur	min	minimal
ave	Durchschnitt	N	Nennwert
bows	Dehnungsausgleichsbogen	out	Ausgang
col	Kollektor	PL	Teillast
conv	Konvektion	R	regulär
dir	direkt	rad	Strahlung
DP	Design-Punkt	Re	Receiver
el	elektrisch	rev	reversibel
F	Fusion	S	Sonne
FL	Volllast	SE	Sonne – Erde
head	Headerleitung	sec	Abschnitt
htf	Wärmeträgermedium	steel	Stahl
in	Eingang	sto	Speicher
inst	instationäres Bauteil	sum	Summe
loop	Loop	th	thermisch
loss	Verlust	zul	zulässig



## Abkürzungsverzeichnis

ASE	Archimede Solar Energy
CSP	Konzentrierende Solarthermie (engl. concentrating solar power)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DNI	Direktnormalstrahlung (engl. direct normal irradiance)
ECO	Vorwärmer (engl. economizer)
ET	Euro Trough
EVA	Verdampfer (engl. evaporator)
HPT	HD-Turbine (engl. high pressure turbine)
IAM	Einfallswinkelkorrektur (engl. incident angle modifier)
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
LMT	Lokale mittlere Ortszeit (engl. local mean time)
LP	Lastpunkt
LPT	ND-Turbine (engl. low pressure turbine)
LT	Lokale Ortszeit (engl. local time)
MED	Mehreffekt-Destillation (engl. multiple-effect distillation)
MENA	Mittlerer Osten und Nordafrika (engl. Middle East and North Africa)

NREL	National Renewable Energy Laboratory
P&ID	Piping and instrumentation diagram
PB	Kraftwerksblock (engl. power block)
PSA	Plataforma Solar de Almería
PST	Pacific Standard Time
PTR	Parabolrinnenreceiver (engl. parabolic trough receiver)
REH	Zwischenüberhitzer (engl. reheater)
RO	Umkehrosmose (engl. Reverse osmosis)
SEGS	Solar Energy Generating Systems
SF	Solarfeld (engl. solar field)
SGS	Dampferzeuger (engl. steam generator system)
ST	Solarzeit (engl. solar time)
SUP	Überhitzer (engl. superheater)
TES	Thermischer Energiespeicher (engl. thermal energy storage)
TZ	Zeitzone (engl. time zone)
U.S.	Vereinigte Staaten (engl. United States)

## Bildverzeichnis

<b>Bild 1.1</b>	Weltweiter Primärenergieverbrauch nach Energieträgern [1, S. 41] .....	1
<b>Bild 1.2</b>	Mittlere globale Direktnormalstrahlung von 1983- 2005 [2, S. 1ff.] .....	3
<b>Bild 1.3</b>	Luftaufnahmen der Kraftwerke Andasol 1-3 im Jahr 2010 [3] .....	4
<b>Bild 2.1</b>	Schema eines CSP- Kraftwerks mit Salz als Wärmeträgermedium .....	5
<b>Bild 3.1</b>	Linienfokussierende Systeme Parabolrinne (links) und Fresnel (rechts) [4] .....	9
<b>Bild 3.2</b>	Parabolrinnen-Kollektor auf der Versuchsanlage PSA Almería .....	10
<b>Bild 3.3</b>	Fresnel-Kollektor auf der Versuchsanlage PSA in Almería .....	10
<b>Bild 3.4</b>	Punktförmige Systeme Paraboloid (links) und Turmkraftwerk (rechts) [4] .....	11
<b>Bild 3.5</b>	Dish-Stirling-System auf der Versuchsanlage PSA Almería [5] .....	12
<b>Bild 3.6</b>	Turmkraftwerk auf der Versuchsanlage PSA in Almería[5] .....	12
<b>Bild 3.7</b>	Schema eines solarthermischen Öl-Kraftwerks .....	12
<b>Bild 3.8</b>	Schematische Zeichnung eines Parabolrinnenkollektors [6] .....	13
<b>Bild 3.9</b>	Verschaltung mehrerer Parabolrinnenkollektoren [7] .....	14
<b>Bild 4.1</b>	Schaltbild eines Clausius Rankine Prozesses .....	19
<b>Bild 4.2</b>	Verschiedene Dampferzeugerbauarten im Vergleich [8] .....	21
<b>Bild 4.3</b>	Betriebsverhalten der unterschiedlichen Dampferzeugerkonzepte [8, S. 423]...	22
<b>Bild 4.4</b>	Modell des Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit Zwischenüberhitzer .....	24
<b>Bild 4.5</b>	Umlenkleche zur Optimierung der Rohranströmung [9, S. 48] .....	26
<b>Bild 4.6</b>	Epsilon-Modell des Turbosatzes .....	32
<b>Bild 4.7</b>	Enthalpie-Diagramm des Verdampfungsendpunktregler .....	36
<b>Bild 4.8</b>	Gesamtansicht des fertigen PB-Modells in Epsilon .....	38
<b>Bild 4.9</b>	Charakteristik des Dampferzeugers in unterschiedlichen Lastpunkten .....	39
<b>Bild 4.10</b>	q-T-Diagramm des Dampferzeugers im Off-Design und Nennlast .....	40
<b>Bild 4.11</b>	T-s-Diagramm des Kraftwerksprozesses im Off-Design bei Nennlast .....	41
<b>Bild 4.12</b>	Funktion des Korrekturfaktors für den Salzmassenstrom im Dampferzeuger .	42
<b>Bild 4.13</b>	Grundriss des CSP-Kraftwerks mit Doppel-H-Layout .....	46
<b>Bild 4.14</b>	Wärmeverlust des Absorbers PTR70 in Abhängigkeit der Übertemperatur ....	48
<b>Bild 4.15</b>	Nummerierung der Rohrleitungen der repräsentativen Subfelder 1 und 3 .....	54
<b>Bild 4.16</b>	Modellierungsansatz für einen instationären Kollektor .....	56
<b>Bild 4.17</b>	Modellierungsansatz für eine instationäre Header-Leitung .....	57
<b>Bild 4.18</b>	Modellierungsansatz für eine instationäre Verteiler-Leitung .....	59
<b>Bild 4.19</b>	Solarfeld mit zwei repräsentativen Subfeldern und Rohrleitungen .....	61
<b>Bild 4.20</b>	Bilanzraum des thermischen Energiespeichers .....	62
<b>Bild 4.21</b>	Modellierung des Zusatzgasbrenners .....	64
<b>Bild 4.22</b>	Epsilon-Modell des Gasbrenners zur Erzeugung des Ersatzmodells .....	65
<b>Bild 4.23</b>	q-T-Diagramm des fossilen Zusatzbrenners .....	66
<b>Bild 4.24</b>	Ersatzmodell des Zusatzbrenners im Makro .....	66
<b>Bild 4.25</b>	Gesamtansicht des Kraftwerkmodells .....	67

<b>Bild 4.26</b>	Hierarchischer Entwurf des Steuerungskonzepts .....	68
<b>Bild 4.27</b>	Abfolge der unterschiedlichen Betriebsarten des PB-Modells.....	69
<b>Bild 4.28</b>	PB Anfahrvorgänge nach 8 h bzw. 24 h Auskühlzeit.....	72
<b>Bild 4.29</b>	Funktionen zur Ermittlung der Heat-up und Ramp-up Zeiten .....	72
<b>Bild 4.30</b>	Abfolge der Betriebsarten des Solarfelds .....	73
<b>Bild 4.31</b>	Modellbasierende Prädiktion für den transienten Solarfeld-Betriebsmodus .....	74
<b>Bild 4.32</b>	Initialisierung der instationären Bauteile.....	75
<b>Bild 4.33</b>	Abfolge der Massenstrom-Prädiktion im Marko.....	76
<b>Bild 4.34</b>	Fokussierungssteuerung während des transienten Solarfeldbetriebs.....	77
<b>Bild 4.35</b>	Logikabfrage zum Support-Betrieb des Zusatzbrenners.....	78
<b>Bild 4.36</b>	Berechnung des Solarfeld-Modus im Skript Solar Field Control .....	79
<b>Bild 5.1</b>	Lage des Standorts in Las Vegas im Bundesstaat Nevada [10] .....	82
<b>Bild 5.2</b>	Tägliche DNI-Werte für Las Vegas im Jahr 2011 .....	82
<b>Bild 5.3</b>	Täglicher Temperaturverlauf für Las Vegas im Jahr 2011.....	83
<b>Bild 5.4</b>	Wetterdaten zur Simulation des Referenzzeitraums.....	84
<b>Bild 5.5</b>	Temperaturverläufe des Solarfelds während des Referenzzeitraums.....	85
<b>Bild 5.6</b>	Temperaturverläufe während des Anfahrvorgangs des SF am Referenztag .....	86
<b>Bild 5.7</b>	Wärmeströme im Solarfeld während des Anfahrvorgangs am Referenztag.....	87
<b>Bild 5.8</b>	Energiemengen des SF während des Anfahrvorgangs am Referenztag .....	88
<b>Bild 5.9</b>	Temperaturverläufe während des Abfahrvorgangs des SF am Referenztag.....	88
<b>Bild 5.10</b>	Wärmeströme im Solarfeld während des Abfahrvorgangs am Referenztag .....	89
<b>Bild 5.11</b>	Energiemengen des Solarfelds während des Abfahrvorgangs am Referenztag .....	90
<b>Bild 5.12</b>	Leistungs- und Energiekurve des Solarfelds während des Referenzzeitraums.....	91
<b>Bild 5.13</b>	Leistungs- und Energieverlauf des Kraftwerks im Referenzzeitraum .....	92
<b>Bild 5.14</b>	Salzmassen und Temperaturen der thermischen Speichertanks.....	92
<b>Bild 5.15</b>	Leistungsdaten des PB im Referenzzeitraum.....	93
<b>Bild 5.16</b>	Eigenverbräuche des gesamten Kraftwerks im Referenzzeitraum .....	94
<b>Bild 5.17</b>	Iterationszeiten mit unterschiedlicher instationärer Berechnungsfrequenz.....	96
<b>Bild 5.18</b>	Rechenzeiten mit unterschiedlicher instationärer Diskretisierungszeit.....	98
<b>Bild 5.19</b>	Einfluss einer relativen Stahlmasse im SF auf die elektrische Energie .....	99
<b>Bild 5.20</b>	Temperaturen beim Anfahrvorgang des SF mit simultaner Fokussierung .....	101
<b>Bild 5.21</b>	Wärmeströme beim Anfahrvorgang des SF mit optimierter Fokussierung .....	102
<b>Bild 5.22</b>	Elektrische Energie in Abhängigkeit der Tankumschalttemperatur .....	104
<b>Bild 5.23</b>	Verhalten des Speichersystems bei einer Umschalttemperatur von 400 °C .....	104
<b>Bild 5.24</b>	Anfahrvorgang des SF bei einer Tankumschalttemperatur von 400 °C.....	105
<b>Bild 5.25</b>	Abfahrvorgang des SF bei einer Tankumschalttemperatur von 400 °C.....	106
<b>Bild 5.26</b>	Wetterdaten der Simulationen G2 und G3 am 21. und 22.12.....	107
<b>Bild A.1</b>	Geometriebeziehungen zwischen der Sonne und der Erde .....	120
<b>Bild A.2</b>	Einfallswinkel auf einer gedrehten und geneigten Fläche [11] .....	123
<b>Bild A.3</b>	Verlauf der Zeitgleichung und des Deklinationswinkels.....	124
<b>Bild A.4</b>	Sonnenbahndiagramm in Las Vegas (36,06°N, 115,08°W) .....	126
<b>Bild A.5</b>	Seitenansicht auf einen einachsigen Parabolrinnenkollektor [11] .....	128
<b>Bild A.6</b>	Winkel an einem Parabolrinnenkollektor [11] .....	128
<b>Bild A.7</b>	Schnitt durch einen Parabolrinnenkollektor [4].....	129
<b>Bild A.8</b>	Endgewinne und Endverluste bei Verschaltung mehrerer Kollektoren [4] .....	131

<b>Bild A.9</b>	Verschattung von Kollektorreihen bei niedrigen Sonnenhöhenwinkeln [4] ....	132
<b>Bild A.10</b>	T-s-Diagramm eines Clausius Rankine-Prozesses mit Anzapfvorwärmung ...	136
<b>Bild A.11</b>	Clausius-Rankine-Prozess mit einstufiger Zwischenüberhitzung.....	137
<b>Bild A.12</b>	Salztemperaturfunktion für Teillasten über 50 % .....	141
<b>Bild A.13</b>	Salztemperaturfunktion für Teillasten unter 50 % .....	141
<b>Bild A.14</b>	Druckverlustfunktion.....	141
<b>Bild A.15</b>	Eigenverbrauchsfunktion.....	142
<b>Bild A.16</b>	Residuen der Massenstromfunktion .....	142
<b>Bild A.17</b>	Residuen der Salztemperaturfunktion für Teillasten über 50 % .....	142
<b>Bild A.18</b>	Residuen der Salztemperaturfunktion für Teillasten unter 50 %.....	143
<b>Bild A.19</b>	Residuen der Druckverlustfunktion.....	143
<b>Bild A.20</b>	Residuen der Eigenverbrauchsfunktion .....	143
<b>Bild A.21</b>	Temperaturverlauf in einem stationären und instationären Kollektorloop ....	171
<b>Bild A.22</b>	Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2007 .....	173
<b>Bild A.23</b>	Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2008 .....	173
<b>Bild A.24</b>	Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2009 .....	174
<b>Bild A.25</b>	Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2010 .....	174
<b>Bild A.26</b>	Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2007.....	175
<b>Bild A.27</b>	Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2008.....	175
<b>Bild A.28</b>	Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2009.....	176
<b>Bild A.29</b>	Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2010.....	176





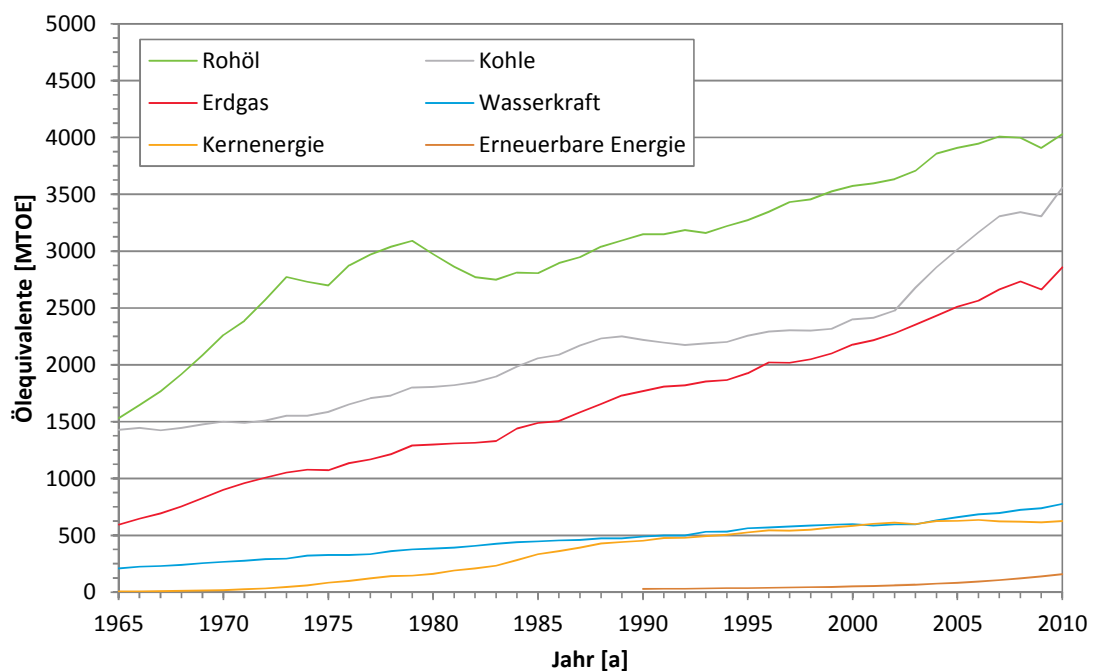
## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 3.1</b>	Zusammensetzung der gängigen Wärmeträgermedien [12] [13] [14].....	15
<b>Tabelle 3.2</b>	Thermodynamische Eigenschaften von Wärmeträgermedien [15] [12].....	16
<b>Tabelle 4.1</b>	Koeffizienten zur Berechnung der Wärmeübertragung.....	27
<b>Tabelle 4.2</b>	Verteilung des Druckverlustes über die Wärmetauscher .....	30
<b>Tabelle 4.3</b>	Leistungsdaten der Hoch- und Niederdruckturbinstufen.....	32
<b>Tabelle 4.4</b>	Koeffizienten der Korrekturfunktionen .....	43
<b>Tabelle 4.5</b>	Spezifikationswerte der Kollektorbauteile im Design-Punkt .....	49
<b>Tabelle 4.6</b>	Übersicht über die ausgelegten Headerleitungen .....	51
<b>Tabelle 4.7</b>	Druckverluste an den modellierten Headerleitungen .....	52
<b>Tabelle 4.8</b>	Übersicht über die ausgelegten Rohrleitungen .....	54
<b>Tabelle 4.9</b>	Daten zur Berechnung der repräsentativen Headerleitungen .....	58
<b>Tabelle 4.10</b>	Ergebnisse der Auslegung der repräsentativen Headerleitungen.....	59
<b>Tabelle 4.11</b>	Wärmeübergangskoeffizienten der instationären Rohrleitungsbauteile.....	60
<b>Tabelle 4.12</b>	Spezifikationswerte der Speichertanks .....	63
<b>Tabelle 4.13</b>	Gegenüberstellung der beiden Abkühlstrategien .....	71
<b>Tabelle 5.1</b>	Wetterdaten für Las Vegas vom Jahr 2007-2011 .....	81
<b>Tabelle 5.2</b>	Übersicht über die Simulationsergebnisse der Referenzstrategie.....	94
<b>Tabelle 5.3</b>	Ergebnisse zur Untersuchung der Diskretisierungsfrequenz.....	95
<b>Tabelle 5.4</b>	Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Diskretisierungszeiten.....	97
<b>Tabelle 5.5</b>	Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen thermischen Trägheiten...	98
<b>Tabelle 5.6</b>	Ergebnisse der unterschiedlich zeitlich aufgelösten Simulationen.....	100
<b>Tabelle 5.7</b>	Ergebnisse der Simulationen mit optimierter Kollektorfokussierung .....	101
<b>Tabelle 5.8</b>	Ergebnisse der Simulationen mit veränderter Tankumschalttemperatur .....	103
<b>Tabelle 5.9</b>	Fortsetzung der Tabelle 5.8.....	103
<b>Tabelle 5.10</b>	Ergebnisse unterschiedlicher PB Temperierungsvarianten .....	107
<b>Tabelle A.1</b>	Berechnung der mittleren Temperaturen der Kollektoren .....	169
<b>Tabelle A.2</b>	Berechnung der mittleren Temperaturen der instationären Bauteile.....	169
<b>Tabelle A.3</b>	Ergebnisse der Energiebilanzauswertung .....	170



# 1 Einleitung

Zu Beginn des 21. Jahrhunderts steht unsere Gesellschaft vor gewaltigen Herausforderungen. Durch die kontinuierlich ansteigende Bevölkerungszahl ist mit einem immer stärkeren Energiebedarf zu rechnen. Weltweit stieg der Primärenergieverbrauch im Jahr 2010 auf insgesamt über 500 EJ. Dies ist im Vergleich zum Jahr 2009 ein Anstieg um 5,8 %. [1, S. 40]. Wie Bild 1.1 zeigt, basiert die Energieversorgung der Welt aktuell fast ausschließlich auf der Verbrennung von fossilem Kohlenstoff. Die Energieträger Rohöl, Kohle und Erdgas deckten im Jahr 2010 rund 87 % des weltweiten Energiebedarfs ab. Die Energieumwandlung aus Kernenergie, Wasserkraft und erneuerbaren Energiequellen steuerten zusammen nur ca. 13 % zum weltweiten Energiehunger bei.



**Bild 1.1** Weltweiter Primärenergieverbrauch nach Energieträgern [1, S. 41]

Da die Verbrennung fossiler Energieträger in den letzten Jahrzehnten stark zugenommen hat, nimmt der Ausstoß von Treibhausgasen weiter mit nie da gewesener Geschwindigkeit zu. Laut dem vierten Sachstandsbericht des Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) spüren schon heute viele Menschen die Auswirkungen des voranschreitenden Kli-

mawandels. [16, S. 85ff.]. Aus diesem Grund ist es erforderlich, die Energieversorgung der Menschheit auf erneuerbare Energien umzustellen und damit den Ausstoß von Treibhausgasen im Energiesektor zu reduzieren.

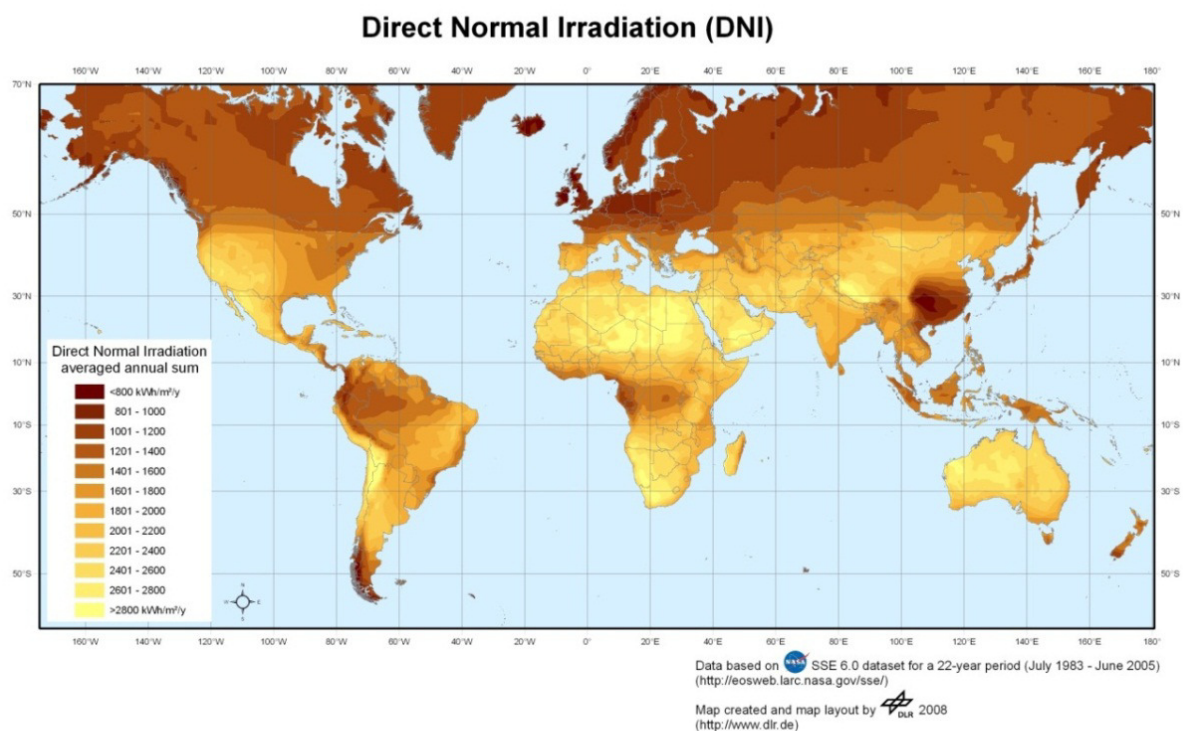
Die MED-CSP Studie des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) aus dem Jahr 2005 [17, S. 55f.] zeigte deutlich die Potentiale einer alternativen Energieversorgung in den Mittelmeeranrainerstaaten auf. So kann nur durch die Nutzung eines Mix aus erneuerbaren Energien ein nachhaltiger Einsatz von Energieträgern erreicht werden. Zwar sind für die Einführung von regenerativen Technologien zur Strom- und Wärmeerzeugung zunächst Subventionen erforderlich, diese sind jedoch längerfristig nicht mehr notwendig [17, S. 6]. Die Studie kommt zu dem Schluss, dass gerade die CSP-Technologie sehr große ökonomische Potentiale von ca. 630.000 TWh/a alleine im Mittleren Osten und Nordafrika (MENA-Region) hat. Im Jahr 2010 wurde in Europa ein Primärenergieverbrauch von insgesamt 2.971,5 MTOE [1, S. 40] verzeichnet. Umgewandelt entspricht dies einer Energiemenge von knapp 35.000 TWh/a. Dies bedeutet, dass in der MENA-Region theoretisch mehr Energie erzeugt werden kann als in Europa in einem Jahr gebraucht wird. Bei der Untersuchung wurden Standorte mit einer jährlich eingestrahlt Energiemenge von mehr als 2.000 kWh/m<sup>2</sup> als ökonomisch sinnvoll bewertet [17, S. 56]. Dies unterstreicht die Bedeutung der konzentrierenden Solarthermie im Energieerzeugungssektor beim laufenden Umbau der Energieversorgung.

Wie aus Bild 1.2 zu erkennen ist, beschränken sich ökonomisch sinnvolle Standorte für solarthermische Kraftwerke im Sonnengürtel zwischen 40 ° nördlicher und 40 ° südlicher Breite. Allerdings sind nicht alle Standorte mit einer ausreichend hohen Direktnormalstrahlung automatisch für CSP geeignet. Zieht man diese spezifischen Standortfaktoren mit in Betracht, ergeben sich vor allem in Afrika, dem Mittleren Osten und Australien die größten Flächen zur Erzeugung von Energie mit Solarthermie. Aber auch China sowie Zentral- und Südamerika besitzen beachtliche Areale mit günstigen Rahmenbedingungen [2, S. 3].

In solarthermischen Kraftwerken wird die Sonnenstrahlung gebündelt und mit Hilfe der so eingefangenen Energie ein konventioneller Kraftwerksblock zur Stromproduktion betrieben. Ein großer Vorteil der solarthermischen Kraftwerke ist die Speicherbarkeit von Wärme. Mit Hilfe großer Tanks kann über den Tag gesammelte Energie mit Hilfe einer Salzschnmelze gespeichert werden. Hier liegt ein großer Vorteil gegenüber der Photovoltaik. Der durch Solarzellen erzeugte Strom lässt sich aufgrund fehlender Stromspeicher kaum zwischenspeichern und muss daher sofort verbraucht werden. Mit Hilfe der Speichertanks ist es möglich, den Strom nachfrage- oder auch grundlastorientiert zu generieren.

Die ersten Erfahrungen kommerziellen mit solarthermischen Kraftwerken wurden in den Vereinigten Staaten ab 1985 gemacht. Die SEGS-Anlagen in Kalifornien haben bereits gezeigt, dass die Stromerzeugung ökonomisch sinnvoll möglich ist. Die insgesamt neun Para-

bolrinnenanlagen haben eine installierte elektrische Leistung von insgesamt 354 MW. Der Turbinenwirkungsgrad der einzelnen Kraftwerke beträgt bei den älteren Kraftwerken SEGS I-V ca. 30 %. Bei den neueren Anlagen SEGS VI-IX, die zwischen 1989 und 1991 errichtet wurden, konnte ein Turbinenwirkungsgrad von ca. 38 % erreicht werden. Dies wurde vor allem durch eine fossile Zwischenüberhitzung und einen erhöhten Frischdampfdruck von 100 bar erreicht. Zusätzlich wurde auch die Temperatur des Wärmeträgermediums am Austritt des Solarfelds von ca. 350 °C auf 390 °C erhöht [18].



**Bild 1.2** Mittlere globale Direktnormalstrahlung von 1983- 2005 [2, S. 1ff.]

Im spanischen Guadix sind seit 2011 insgesamt drei Parabolrinnenkraftwerke mit einer elektrischen Gesamtleistung von 150 MW installiert worden. Die sogenannten Andasol-Kraftwerke (vgl. Bild 1.3) sind mit thermischen Speichern ausgestattet und können auch nach Sonnenuntergang zuverlässig und planbar Strom erzeugen.

Die Anlagen Andasol 1 bis 3 besitzen eine Fläche von über 1,5 Millionen Quadratmetern und insgesamt fast 630.000 einzelne Parabolspiegel. Die einzelnen Anlagen besitzen einen Turbinenwirkungsgrad von ca. 40 % [19, S. 6ff.].

Der thermische Speicher der Andasol-Anlagen ist mit einer Salzschnmelze aus 60 % Natriumnitrat und 40 % Kaliumnitrat gefüllt und besteht aus zwei Tanks. Das Salzgemisch hat eine untere Temperatur von 290 °C und wird während des Tages mit dem erwärmten Thermoöl

auf ca. 390 °C erhitzt. Es wird dabei vom kalten Tank in den warmen Tank gepumpt. Im Nachtbetrieb kehrt sich der Prozess um und das heiße Salz wird zur Aufheizung des Wärmeträgermediums eingesetzt. Die Größe des Tanksystems ist so bemessen, dass im Fall des neuesten Kraftwerkes Andasol 3 insgesamt 8 Stunden unter Volllast Strom produziert werden kann.

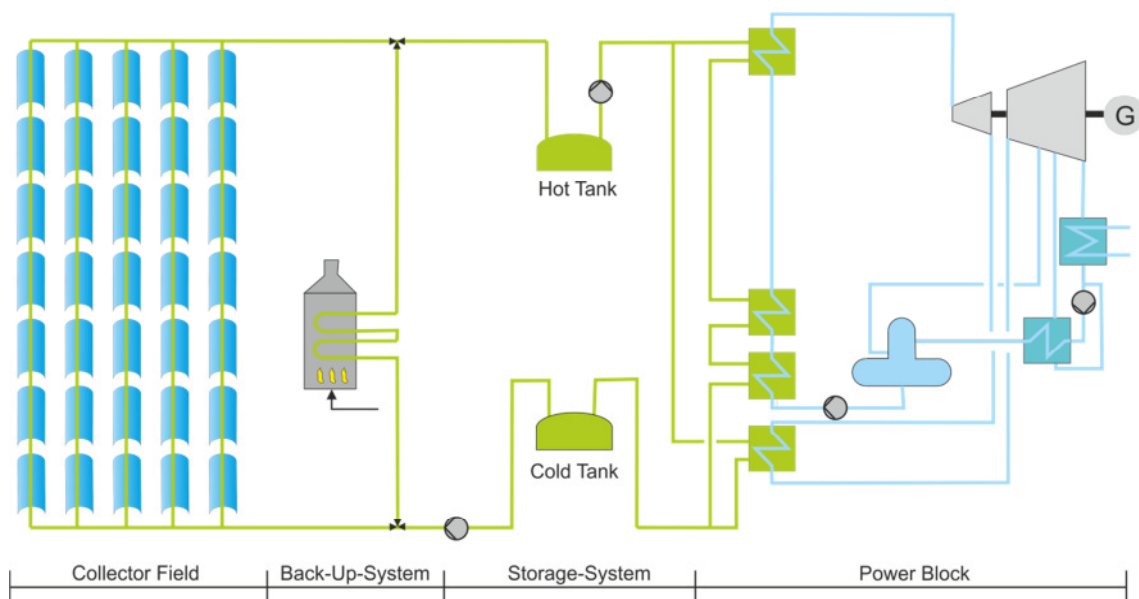


**Bild 1.3** Luftaufnahmen der Kraftwerke Andasol 1-3 im Jahr 2010 [3]

Ein Problem beim Einsatz von Thermoöl als Wärmeträgermedium ist jedoch dessen Zersetzungstemperatur von ca. 400 °C. Dadurch steht im Dampferzeuger eine maximale Frischdampftemperatur von 380 °C zur Verfügung. Dies schränkt den maximal erreichbaren Wirkungsgrad des Kraftwerksblockes ein. Eine mögliche Alternative zum bisher eingesetzten Thermoöls ist der Einsatz von direktverdampfenden Kollektoren. Dabei zirkuliert nicht das synthetische Öl, sondern entmineralisiertes Wasser durch das Kollektorfeld. Dabei wird es solange erwärmt, bis es verdampft. Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz eines alternativen Wärmeträgermediums. Hierbei bietet sich die schon im thermischen Speicher eingesetzte Salzschnmelze an. Sollte dies technisch machbar sein, hätte der Einsatz der Schmelze den Vorteil, dass das gesamte Kraftwerk auf einem wesentlich höheren thermischen Niveau betrieben werden kann. Allerdings bringt der Einsatz eines solchen Gemisches auch Nachteile mit sich, die nicht zu vernachlässigen sind. So liegt die Erstarrungstemperatur wesentlich höher als bei Wasser oder synthetischen Thermoölen. Dies hat zur Folge, dass neben den Speichertanks auch alle mit Flüssigsalz durchströmten Rohrleitungen ständig auf einem Mindesttemperaturniveau gehalten werden müssen. Aufgrund dieser Tatsache sowie der fehlenden Betriebserfahrung mit Salzschnmelzen im Kollektorfeld gibt es aktuell noch viele Vorbehalte gegenüber dieser Technik.

## 2 Aufgabenstellung

Im Rahmen der Arbeit soll der Einsatz von Nitratsalzen als Wärmeträgermedium in CSP-Kraftwerken systematisch untersucht werden. Zur Speicherung von sensibler Wärme wird in solarthermischen Kraftwerken schon seit längerem eine naheutektische Mischung aus 60 % Natriumnitrat ( $\text{NaNO}_3$ ) und 40 % Kaliumnitrat ( $\text{KNO}_3$ ), sogenanntes Solar Salt, eingesetzt. Allerdings ist das bisher im Parabolrinnenfeld eingesetzte synthetische Öl nur bis zu einer Temperatur von knapp  $400^\circ\text{C}$  stabil. Durch die zwischengeschalteten Wärmetauscher im Speichersystem geht sowohl beim Laden wie auch beim Entladen des heißen Speichertanks Exergie verloren. Durch die Verwendung der schon in den Speichertanks eingesetzten Salzschnmelze kann auf diese Wärmetauscher verzichtet werden (vgl. Bild 2.1).



**Bild 2.1** Schema eines CSP- Kraftwerks mit Salz als Wärmeträgermedium

Ein weiterer Vorteil wären die niedrigeren Investitionskosten bei einem Wärmeträgermedium auf Salzbasis [12, S. 5]. Da Salzschnmelzen thermisch je nach Mischung bis zu ca.  $580^\circ\text{C}$  stabil sind, können im Kraftwerksblock wesentlich höhere Dampfparameter realisiert werden. Aufgrund der Abhängigkeit des Wirkungsgrads eines Clausius-Rankine Prozesses von der oberen und der unteren Prozesstemperatur, steigt dieser bei einer höheren Frischdampf-temperatur an. Die direkte Nutzung des Speichersalzes als Wärmeträgermedium hat zur

Folge, dass der nutzbare Temperaturbereich deutlich ansteigt. Im Speicher kann daher pro Kilogramm Salz eine größere Energiemenge gespeichert werden. Dadurch kann die zur Speicherung erforderliche Salzmasse gesenkt werden. Dies führt zu geringeren Abmessungen und niedrigeren Investitionskosten. Den genannten Vorteilen stehen auch diverse Nachteile gegenüber. So besitzt das bisher eingesetzte Solar Salt neben einem erhöhten Korrosionspotential auch einen Schmelzpunkt von ca. 238 °C. Dies hat zur Folge, dass im gesamten Kraftwerk keine mit Salzschnelze gefüllte Leitung unter eine Betriebstemperatur von 270 °C sinken darf. Da die Sonne nur tagsüber scheint, muss das Solarfeld nachts mit warmem Salz aus dem thermischen Speichersystem beheizt werden. Sollte aufgrund eines schlechten Produktionstags mit geringer oder gar keiner Solarstrahlung der Speicher leer sein, muss die erforderliche Energie durch einen mit Erdgas befeuerten Zusatzbrenner erzeugt werden. Diese Tatsachen erhöhen sowohl den prozesstechnischen wie auch den betriebstechnischen Aufwand für den Betreiber eines solarthermischen Kraftwerkes mit Flüssigsalzen als Wärmeträgermedien.

Aktuell wird in Portugal auf dem Gelände der Universität Evora von der Firma Siemens ein Testkraftwerk für den Einsatz von Salzschnelzen errichtet. Das DLR ist als Projektpartner bei der Planung, Auslegung und Qualifizierung beteiligt. Ziel des Projekts ist es, durch den Einsatz von verschiedensten Salzen die Systemkomplexität zu minimieren und damit die Investitionskosten für Parabolrinnenkraftwerke zu senken. [20]

Weiterhin wird auch an der Entwicklung neuer Salze geforscht. Die Erstarrungstemperatur soll dadurch möglichst weit abgesenkt werden. Dies würde die Gefahr durch erstarrendes Salz im ausgeschalteten Solarfeld deutlich mindern. Die Abstrahlverluste eines Absorberrohrs nehmen mit sinkender Temperatur deutlich ab, daher kann Energie bei der Beheizung der Kollektoren eingespart werden. Trotzdem sollen die Wärmeträgermedien eine möglichst hohe Zersetzungstemperatur besitzen.

Um die Betriebsstrategien für ein solches mit Flüssigsalzen betriebenes Solarkraftwerk zu entwickeln, soll im Rahmen dieser Arbeit mit Hilfe der Prozesssimulationssoftware EBSILON Professional 10 (nachfolgend Ebsilon) ein virtuelles Parabolrinnenkraftwerk mit einer elektrischen Bruttoleistung von 125 MW modelliert werden. Das Modell soll mit einem thermischen Speicher für insgesamt 10 Volllaststunden ausgelegt werden. Der Dampferzeuger soll als Zwangsdurchlaufsystem ausgelegt werden. Die Temperatur des Frischdampfes soll bei 500 °C und einem Druck von 150 bar liegen.

Da ein solarthermisches Kraftwerk aufgrund der zeitlich beschränkten Verfügbarkeit der Sonnenenergie tägliche An- und Abfahrvorgänge durchlaufen muss, sind diese detailliert im Modell abzubilden. Hierfür gibt es seit dem Release 10 in der Solarbibliothek von Ebsilon einen sogenannten indirekten Speicher. Dieses Bauteil soll zur Modellierung von transienten Betriebszyklen herangezogen werden. Mit Hilfe dieses Simulationsmodells sollen nun ver-



schiedene Betriebsstrategien entwickelt werden. Diese sollen im Rahmen eines repräsentativen Tages vergleichbare Ergebnisse liefern. Auf der Grundlage dieser Simulationsdaten soll eine optimale Strategie zum An- und Abfahren des Kraftwerkes aus verschiedenen Betriebszuständen abgeleitet werden. Da die Simulationen auf einen sehr beschränkten Zeitraum begrenzt sind, ist es nicht Ziel der Arbeit eine Ertragsprognose für ein ganzes Jahr zu erstellen. Die erzielten Ergebnisse dieser Arbeit sollen dazu dienen, die offenen Fragestellungen bezüglich der Fahrweise von salzgefüllten Parabolrinnenfeldern systematisch zu untersuchen.



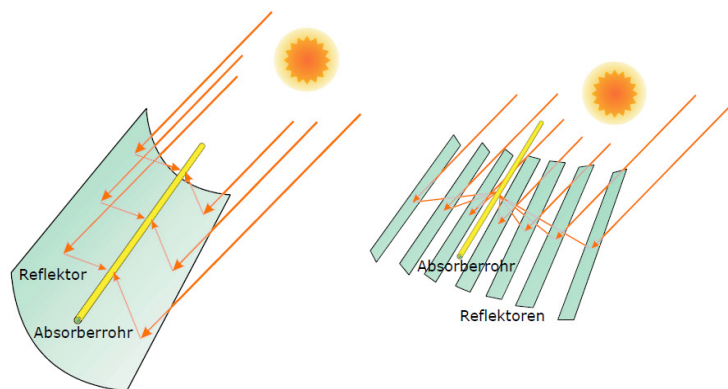
## 3 Stand der Technik

### 3.1 Anlagenkonzepte

Bei der Nutzung von nicht konzentrierenden Solarkollektoren sind bei der oberen Prozess-temperatur des Wärmeträgermediums Grenzen gesetzt. Diese Temperatur reicht für die Erzeugung von Prozesswärme auf hohem Temperaturniveau nicht aus [4, S. 133]. Dadurch scheiden solche Anlagen zur industriellen Stromerzeugung aus. Aus diesem Grund eignen sich für die Gewinnung von Hochtemperaturwärme nur konzentrierende solarthermische Anlagen. Hierfür wurden verschiedene Konzepte entwickelt.

#### 3.1.1 Linienfokussierende Systeme

Während den 1970er und 1980er Jahren wurde die Forschung für erneuerbare Energien durch die Eindrücke der Ölkrise auf dem Gebiet der solarthermischen Stromerzeugung stark vorangetrieben. Im Zuge der Forschungsbemühungen in den Vereinigten Staaten konnten im Zeitraum von 1985-1991 insgesamt neun Parabolrinnenkraftwerke in Betrieb genommen werden. Diese Kraftwerke der SEGS-Baureihe haben eine Leistung von insgesamt 354 MW [18]. Nach einer langen Zeit der Stagnation bei der installierten Leistung wurde im Jahr 2008 in Spanien das erste Andasol-Kraftwerk in Betrieb genommen.



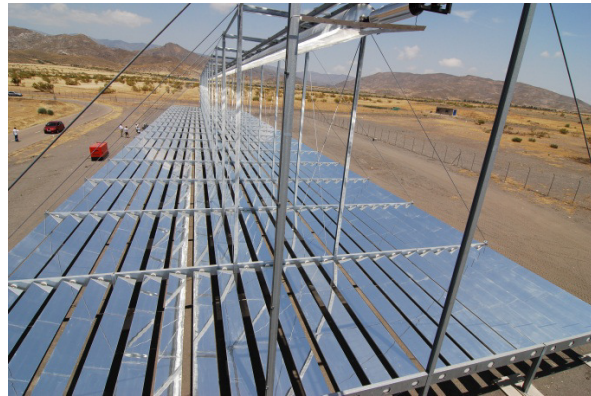
**Bild 3.1** Linienfokussierende Systeme Parabolrinne (links) und Fresnel (rechts) [4]

Bei den linienfokussierenden Systemen gibt es zwei unterschiedliche Bauformen. Klassisch wird in solarthermischen Kraftwerken eine Parabolrinne (vgl. Bild 3.1 und 3.2) zur Konzent-

ration der Sonnenstrahlung eingesetzt. Dies ist die am längsten erforschte und am häufigsten kommerziell eingesetzte Technik in den SEGS- und Andasol-Kraftwerken. Hierbei wird das einfallende Sonnenlicht durch parabolförmig angeordnete Spiegelflächen auf ein im Brennpunkt angeordnetes Absorberrohr fokussiert. Ein Nachteil bei dieser Kollektorbauform ist die einachsige Sonnennachführung. Da sich die Sonnenhöhe im Laufe eines Tages ständig ändert, muss der gesamte Kollektor mit Absorberrohr kontinuierlich bewegt werden. Dies führt zu einer beschränkten Baulänge der einzelnen Kollektoren. Die dadurch notwendigen Verbindungsleitungen stellen kritische Übergangsstellen dar. Auch sind die großen Spiegelflächen sehr windempfindlich und müssen bei starken Böen in eine sichere Parkstellung gebracht werden. Eine Stromproduktion ist dann folglich nicht mehr möglich.



**Bild 3.2** Parabolrinnen-Kollektor auf der Versuchsanlage PSA Almería

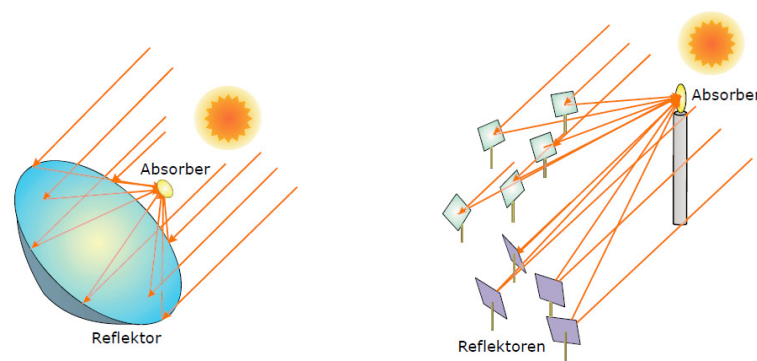


**Bild 3.3** Fresnel-Kollektor auf der Versuchsanlage PSA in Almería

Um die angesprochenen Nachteile aufzuheben wurden die Fresnel-Kollektoren (vgl. Bild 3.1 und 3.3) entwickelt. Die Spiegelflächen befinden sich hier im Gegensatz zur Parabolrinnen-Technologie auf dem Boden. Ein Vorteil der Fresnel-Kollektoren ist, dass sich die Spiegelflächen einzeln schwenken und somit ausrichten lassen. Da bei dieser Konstellation das Absorberrohr nicht durch den Nachführungsprozess bewegt werden muss, kann ein durchgängiges, nahezu beliebig langes Absorberrohr zum Einsatz kommen. Somit entfallen die beweglichen Übergangsstellen wie beim Parabolrinnenkollektor. Dadurch sind im Gesamtsystem weniger potentielle Leckagestellen vorhanden. Ein zweiter großer Vorteil ist die geringere Windanfälligkeit des Kolleortyps. Da die Spiegelflächen wesentlich kleiner und auch weniger exponiert positioniert sind, bieten sie bei großen Windgeschwindigkeiten geringere Angriffsflächen. Ein Nachteil gegenüber den Parabolrinnen ist jedoch die schlechtere optische Fokussierbarkeit der einfallenden Sonnenstrahlung, die durch die Bauart und die Nachführung der einzelnen Spiegelemente begründet ist. Dieser Nachteil wird jedoch zu einem gewissen Teil durch den geringeren Herstellungspreis aufgefangen, da durch ihn die Investitionskosten eines CSP-Projektes sinken. Da sich diese Kosten direkt auf die Stromgestehungskosten niederschlagen, tritt eine gewisse Kompensation des schlechteren optischen Wirkungsgrads ein.

### 3.1.2 Punktfokussierende Systeme

Ein wesentlicher Nachteil der im Kapitel 3.1.1 vorgestellten linienfokussierenden Systeme ist die große Abstrahlfläche der Receiver. Diesen Nachteil besitzen punktfokussierende Kollektorsysteme nicht. Hier wird das einfallende Sonnenlicht auf einen punktförmigen Receiver konzentriert. Man unterscheidet zwischen parabolförmige Spiegelsysteme (vgl. Bild 3.4 und 3.5) und sogenannte Turmkraftwerke (vgl. Bild 3.4 und 3.6). Beide Anlagentypen werden zweiachsig der Sonne nachgeführt.



**Bild 3.4** Punktförmige Systeme Paraboloid (links) und Turmkraftwerk (rechts) [4]

Bei Paraboloidkollektoren (Dish-Stirling-Systeme) werden die Sonnenstrahlen durch einen gebogenen Hohlspiegel auf eine sich im Brennpunkt befindende Kraft-Wärme-Maschine gebündelt. Diese Maschine wird überwiegend als Stirling-Motor ausgeführt, lässt sich aber auch mit einem Rankine- oder einem Joule-Kreisprozess realisieren. Eine andere Möglichkeit besteht in der Durchströmung der Receiver eines Paraboloidfelds mit einem Wärmeträgermedium. Dieses dient dann beispielsweise in einem thermodynamischen Kreisprozess als Energiequelle. Eine mögliche Einsatzquelle der relativ kompakten Dish-Stirling-Systeme ist die dezentrale Energieversorgung in entlegenen Gebieten ohne Anschluss an ein regionales oder überregionales Stromnetz.

Bei Solarturmkraftwerken wird die einfallende Solarstrahlung durch ein Heliostatenfeld auf einen Absorberturm fokussiert. Die Heliostaten werden zweiachsig der Sonne nachgeführt und kreis- oder halbkreisförmig um den Turm angeordnet. Die ersten Testanlagen wurden bereits Ende der siebziger Jahre unter anderem in Italien, Spanien, den Vereinigten Staaten und Russland gebaut und erprobt. Bei den Turmkraftwerken zirkuliert wie bei linearfokussierenden Absorbersystemen ein Wärmeträgermedium. Hier wird schon seit längerem eine Salzschnmelze als Übertragungsmedium eingesetzt. Aufgrund der geringeren Abstrahlflächen des Solarturms ist die in Kapitel 2 eingeführte Erstarrungsproblematik geringer als beispielsweise bei Parabolrinnenkollektoren.



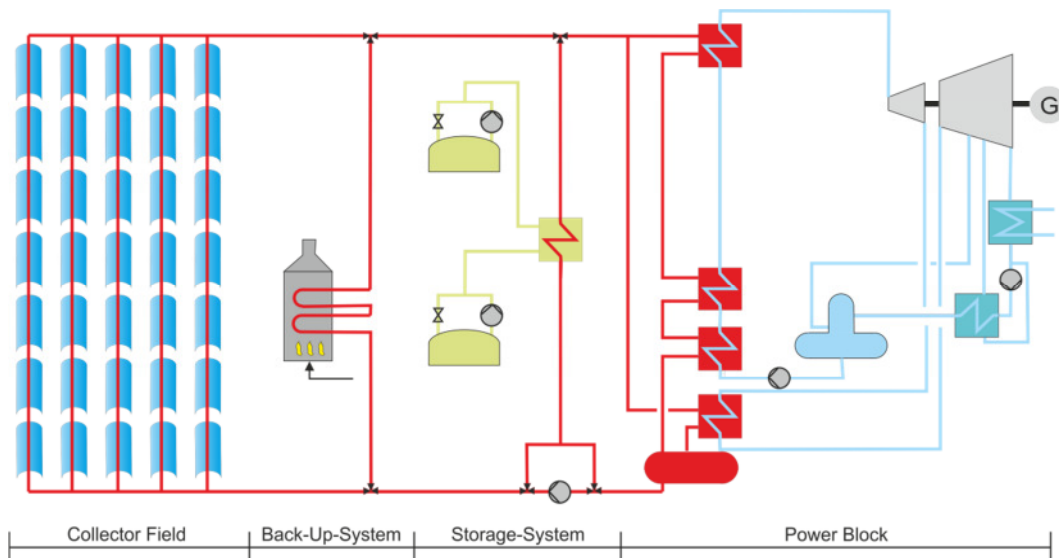
**Bild 3.5** Dish-Stirling-System auf der Versuchsanlage PSA Almería [5]



**Bild 3.6** Turmkraftwerk auf der Versuchsanlage PSA in Almería[5]

## 3.2 Ölbetriebene Parabolrinnenkraftwerke

Dem aktuellen Stand der Technik bei linienfokussierenden Solarkraftwerken entsprechen ölbetriebene Parabolrinnenkollektoren. In Bild 3.7 ist das Schema der Andasol-Kraftwerke in Spanien abgebildet. Wird als Wärmeträgermedium ein synthetisches Thermoöl eingesetzt, muss das Speichersystem in der Mitte der Schemazeichnung über einen Wärmetauscher angeschlossen werden. Dies ist erforderlich, da zur Speicherung das synthetische Thermoöl zu teuer wäre. Daher wird auf eine Salzschnmelze zurückgegriffen.



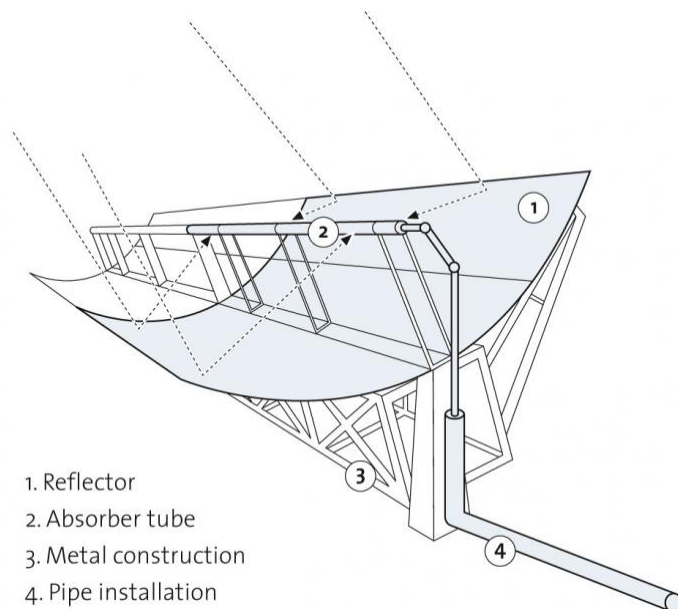
**Bild 3.7** Schema eines solarthermischen Öl-Kraftwerks

Aktuell werden in den Andasol-Kraftwerken die Kollektoren des Typs Eurotrough 150 verwendet. Ziel der Entwicklung dieses Kollektors war, die die Länge des bisherigen Euro-

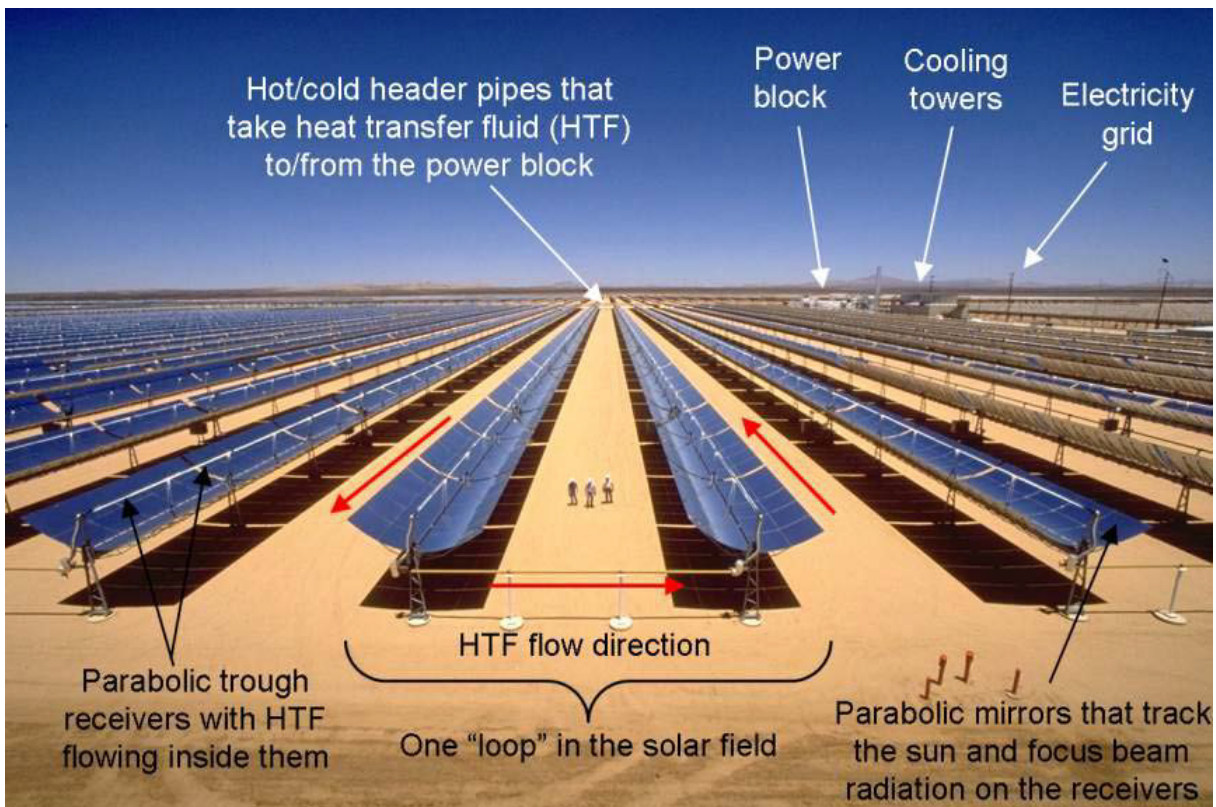


trough Kollektors von 100 m auf 150 m zu vergrößern. Durch die Vergrößerung der Kollektorlänge kann die Anzahl an Verbindern und Ständern reduziert werden. Der Kollektor ET150 setzt sich aus insgesamt 12 jeweils 12 m langen Einzelmodulen zusammen. Auf dem Kollektor werden insgesamt 336 Einzelspiegel montiert. Diese ergeben einen Parabolspiegel mit einer Brennweite von 1,71 m und einer Aperturweite von 5,77 m. Der Absorber im Brennpunkt setzt sich im Falle der Andasol-Kraftwerke aus 36 Schott PTR70 Absorberrohren zusammen. Der gesamte Kollektor ist einachsrig beweglich und kann somit der Sonnenbahn nachgeführt werden. Im Vergleich zum Vorgängermodell ET100 konnte vor allem das auf Quadratmeter umgerechnete Gewicht der Stahlstruktur und der Stützpfeiler etwas gesenkt werden. Die Reflexivität der eingesetzten Spiegelemente konnte bisher nicht auf über 94 % gesteigert werden.

Beim Eurotrough Kollektor (vgl. Bild 3.8) kommt der Absorber PTR70 zum Einsatz, der bisher in solarthermischen Kraftwerken mit synthetischem Wärmeträgeröl zum Einsatz kam. Der Durchmesser des Absorberrohrs beträgt 70 mm und absorbiert 95,5 % der einfallenden Strahlung. Durch das Innere des Absorbers strömt dann im Betrieb das eingesetzte Wärmeträgermedium, nimmt die eingestrahlte Energie auf und kühlt damit das Rohr von innen. Um die Abstrahlverluste zu minimieren wird eine Vakuumisolation eingesetzt. Hierfür ist es erforderlich, dass der Absorber von einem zweiten Borosilikatglasrohr umhüllt ist. Dieses hat eine Transmissionsfähigkeit von 96,5 % und schirmt die einfallende Sonnenstrahlung nur geringfügig ab.



**Bild 3.8** Schematische Zeichnung eines Parabolrinnenkollektors [6]



**Bild 3.9** Verschaltung mehrerer Parabolrinnenkollektoren [7]

Im Solarfeld werden die Kollektoren, wie in Bild 3.9 zu erkennen, in Loops verschaltet. Der Reihenabstand ist hierfür vor allem in den Morgen- und Abendstunden entscheidend für die gegenseitige Verschattung der Kollektoren verantwortlich. Je größer der Reihenabstand gewählt wird, desto geringer werden die Verschattungsverluste. Allerdings können dann auf einer gegebenen Fläche wesentlich weniger Kollektorreihen montiert werden. Dadurch steigen die Investitionskosten des Kraftwerkprojektes an. Zusätzlich nehmen bei größeren Reihenabständen auch die Betriebskosten für ein Solarfeld zu. Durch die längeren Wege müssen die Pumpen einen größeren Druckverlust ausgleichen und benötigen dadurch auch mehr elektrische Antriebsenergie. Daher ist der Reihenabstand eine Frage der Wirtschaftlichkeit des Projektes über die gesamte Lebensdauer des Solarfeldes. In der Praxis hat sich als Kollektorabstand die dreifache Aperturweite als am wirtschaftlichsten ergeben. Hierdurch treten zwar bei niedrigen Sonnenhöhen Verschattungsverluste auf, diese fallen aber aufgrund der geringen Einstrahlungswerte zu diesen Uhrzeiten nicht so stark ins Gewicht.



### 3.3 Wärmeträgermedien in solarthermischen Anlagen

Der dezentrale Aufbau bei dem Stand der Technik entsprechenden solarthermischen Kraftwerken macht den Einsatz eines Wärmeträgermediums (engl. heat transfer fluid, HTF) zwingend erforderlich. Mit dessen Hilfe wird die von den Kollektoren eingesammelte Energie zum Speichersystem bzw. zum Dampferzeuger transportiert. Aktuell wird in den amerikanischen SEGS- und den spanischen Andasol-Anlagen das synthetische Thermoöl Therminol VP-1 eingesetzt. Dieses hat den Vorteil, dass die Erstarrungstemperatur bei ca. 12 °C liegt und somit im normalen Kraftwerksbetrieb kein Problem darstellt. Aufgrund der guten Isolation der eingesetzten Kollektoren verliert das stagnierende HTF während der Nacht- bzw. Bewölkungsperioden nur sehr wenig Energie. Allerdings ist die thermische Stabilität des Therminol VP-1 auf ca. 400 °C beschränkt. Daher treten die bereits in Kapitel 2 aufgeführten Nachteile dieses Mediums auf. Eine vielversprechende Alternative ist der Einsatz von Salzschnmelzen als HTF. Hierbei gibt es mehrere mögliche Mischungen mit unterschiedlichen thermodynamischen Eigenschaften. Eine Übersicht über die Zusammensetzung ausgewählter Wärmeträgermedien enthält die Tabelle 3.1. Als Referenz ist auch das synthetische Therminol VP-1 aufgeführt. Die gängigste und bislang am längsten kommerziell eingesetzte Salzschnmelze ist Solar Salt. Die Salze Hitec und Hitec XL sind jeweils ternäre Stoffgemische.

**Tabelle 3.1** Zusammensetzung der gängigen Wärmeträgermedien [12] [13] [14]

	$\text{NaNO}_3$	$\text{KNO}_3$	$\text{NaNO}_2$	$\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$	$\text{C}_{12}\text{H}_{10}$	$\text{C}_{12}\text{H}_{10}\text{O}$
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Solar Salt	60	40	-	-	-	-
Hitec	7	53	40	-	-	-
Hitec XL	7	45	-	48	-	-
Therminol VP-1	-	-	-	-	73,5	26,5

In Tabelle 3.2 sind die wichtigsten Parameter der Salzschnmelzen gegenüber gestellt. Es ist zu erkennen, dass bei einer Absenkung des Erstarrungspunkts auch immer die maximale Einsatztemperatur absinkt. Dieser Effekt ist nicht erwünscht und ist sehr gut bei einem Vergleich der Salze Hitec und Hitec XL zu erkennen. Der abgesenkte Schmelzpunkt auf 120 °C schlägt sich auch deutlich in den spezifischen Kosten nieder. Allgemein lässt sich feststellen, dass die aufgeführten Salzschnmelzen immer noch kostengünstiger als das bis jetzt eingesetzte Thermoöl sind.

Da die Mischung von Solar Salt bereits sehr bekannt ist und in Bezug auf die Temperierung des Solarfelds aufgrund des hohen Erstarrungspunktes ein Worst-Case-Szenario darstellt, werden alle Simulationen mit dieser Salzschnmelze durchgeführt. Auch sind nur so hohe Frischdampfparameter von ca. 500 °C erreichbar.

**Tabelle 3.2** Thermodynamische Eigenschaften von Wärmeträgermedien [15] [12]

	$T_{\text{melt}}$	$T_{\text{max}}$	$\Delta T$	$c_{p,300^\circ\text{C}}$	$\rho_{300^\circ\text{C}}$	$C$
	[°C]	[°C]	[K]	[kJ/kgK]	[kg/m³]	[\$/kg]
Solar Salt	238	600	380	1,495	1.899	0,49
Hitec	142	535	393	1,560	1.640	0,93
Hitec XL	120	500	380	1,447	1.992	1,19
Therminol VP1	12	400	388	2,319	815	2,2

## 4 Modellbildung des Referenzkraftwerks

Um eine Systemsimulation durchführen zu können, ist zuerst der Aufbau eines Modells erforderlich. Da solarthermische Kraftwerke extrem komplex sind und aus einer Vielzahl an Komponenten und Einzelteilen bestehen, wird die Modellbildung zur verbesserten Übersicht gegliedert in:

- Kraftwerksblock
- Solarfeld
- Thermisches Speichersystem
- und Zusatzbrenner.

### 4.1 Kreislaufsimulationsprogramm EBSILON Professional

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit erzielten Ergebnisse sind mit dem Kreislaufsimulationsprogramm Ebsilon berechnet. Dieses von der Firma Steag entwickelte Simulationsprogramm kann zur Berechnung jeglicher Energieumwandlungsprozesse herangezogen werden. Dies reicht von der Simulation großer Kohlekraftwerksblöcke bis hin zu modernen GuD-Kraftwerken. Zur Berechnung von solarthermischen Kraftwerksprozessen ist die Erweiterung EbsSolar verfügbar.

Um die gewünschten Prozesse zu simulieren ist es zunächst erforderlich, ein Modell des Kraftwerksprozesses zu erstellen. Für eine möglichst große Flexibilität der Simulationssoftware, wird das Modell aus vorgefertigten Elementen der Bauteilbibliothek zusammengesetzt. Dort findet der Anwender eine Vielzahl an Kraftwerkskomponenten die per Drag and Drop im Workspace von Ebsilon angeordnet werden können. Da alle Bauelemente optisch in Anlehnung an ihren genormten Symbolen in P&ID Fließbildern gestaltet, ist für den Anwender eine intuitive Zuordnung sehr leicht möglich. Nachdem die benötigten Elemente auf dem Workspace platziert sind, müssen nun Verbindungsleitungen hergestellt werden. Hierfür gibt es je nach Art des Fluids unterschiedliche Leitungen. Auch die Schnittstellen zu den jeweiligen Bauelementen sind entsprechend der erlaubten Verbindungen erkennbar. An bestimmten Stellen ist es dann erforderlich, Randbedingungen für die Fluide zu treffen. Erst wenn alle erforderlichen Angaben gemacht sind, und das System vollständig bestimmt ist, kann der Kraftwerksprozess erfolgreich berechnet werden.

Die Modellbildung eines Kraftwerkmodells in Ebsilon umfasst im Wesentlichen zwei grundlegende Schritte. Zunächst müssen alle thermodynamischen Zusammenhänge in ein Bau-

teilmodell überführt werden. Anschließend muss das Verhalten mit einem Regelungs- bzw. Steuerungskonzept realisiert werden. Aufgrund der intuitiven Bedienung ist es für eingearbeitete Anwender relativ leicht, einen einfachen Kreisprozess innerhalb weniger Minuten aufzubauen. Hierbei sind nun Auslegungsrechnungen und Abschätzungen durchzuführen. Abschließend werden die detaillierten Betriebszyklen wie Anfahr- und Abfahrprozesse in das thermodynamische Grundmodell integriert.

Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Bauelemente und derer Einstellungsparameter kann im Rahmen dieser Arbeit nicht auf alle Details und Berechnungsgleichungen eingegangen werden. Bei näherem Interesse ist auf die entsprechenden Teile der Epsilon Software-Dokumentation [21] zu verweisen.

### 4.2 Kraftwerksblock

Im Folgenden wird der Kraftwerksblock (engl. power block, PB) als zentraler Bestandteil der gesamten Energieumwandlungsanlage dargestellt.

Es wird schwerpunktmäßig die Vorgehensweise bei der Modellierung von

- Dampferzeuger und Zwischenüberhitzer
- Turbosatz
- Kondensator und
- Vorwärmstrecke

beschrieben.

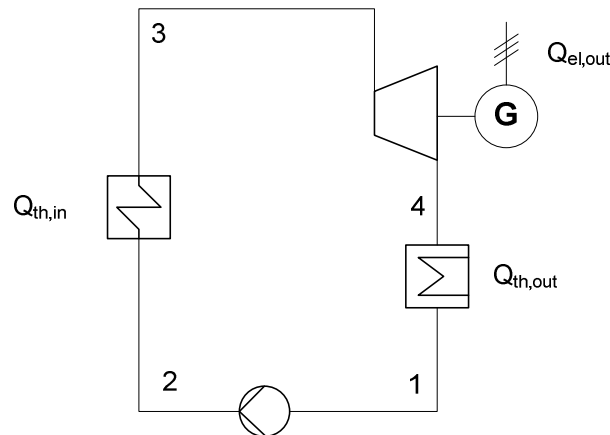
#### 4.2.1 Dampferzeuger und Zwischenüberhitzer

Wird als Arbeitsmedium Wasser eingesetzt, so dient der Clausius-Rankine-Prozess (vgl. Bild 4.1) als thermodynamischer Vergleichsprozess. Der Prozess setzt sich aus folgenden Zustandsänderungen zusammen:

- 1 → 2 isentrope Druckerhöhung in der Speisepumpe
- 2 → 3 isobare Wärmezufuhr im Dampferzeuger
- 3 → 4 isentrope Entspannung in der Turbine
- 4 → 1 isobare Wärmeabfuhr im Kondensator

Diese Zustandsänderungen werden in einem realen Kraftwerksprozess durch verschiedene Apparaturen realisiert. Zu Beginn des Kreislaufs am Punkt 1 wird das Speisewasser durch eine Speisepumpe auf den Verdampfungsdruck isentrop erhöht. Anschließend wird das Arbeitsmedium vom Punkt 2 in den Dampferzeuger geleitet. Hier wird unter konstantem

Druck das Wasser verdampft und anschließend am Punkt 3 in die Dampfturbine geleitet und isentrop auf den Kondensatordruck entspannt. Danach wird der Arbeitsdampf von Punkt 4 in den Kondensator abgeleitet und in den Ausgangszustand zurückgeführt.



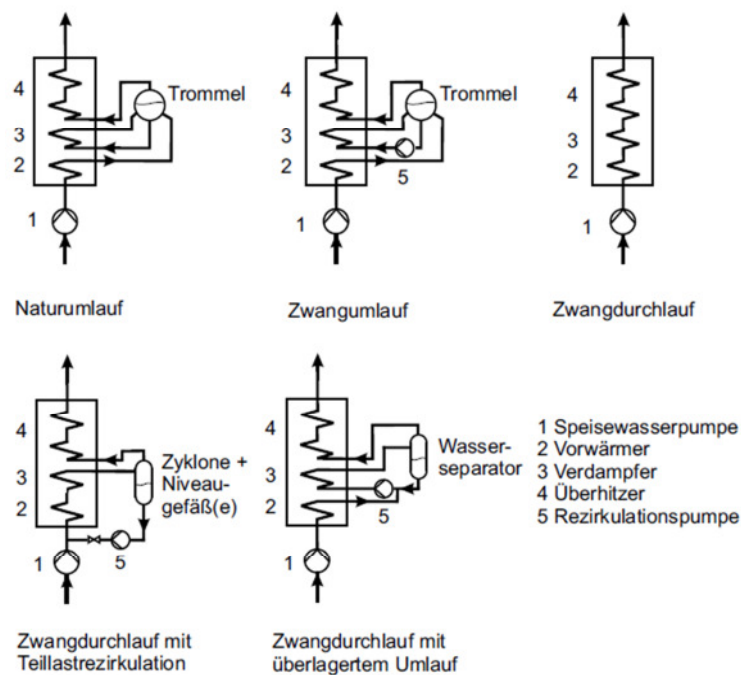
**Bild 4.1** Schaltbild eines Clausius Rankine Prozesses

Der Dampferzeuger oder auch Dampfkessel dient zur Umwandlung des Speisewassers in Frischdampf. Damit stellt er die Wärmezufuhr des thermodynamischen Kreisprozesses dar. Vor der Modellierung im Simulationsprogramm stellt sich zunächst die Frage nach dem Aufbau des Dampferzeugers. Ein Großwasserraumkessel besteht aus einem zylindrischen Behälter der von Rohren durchzogen ist. Im Inneren dieser Rohre befindet sich das Rauchgas, welches seine thermische Energie an das Wasser abgibt. Dieses verdampft schließlich und wird aus dem Behälter abgezogen. Hierbei ist es verständlich, dass dem Großwasserraumkessel aufgrund der Bauart wirtschaftliche Grenzen gesetzt sind. Ein so großer Behälter kann nicht auf beliebig große Drücke ausgelegt werden. Zudem ist der Wärmeübergang zwischen Rauchgas und Arbeitsfluid sehr schlecht. Aus diesem Grund ist dieser Kessel nur bei kleinen Dampfmenngen einsetzbar und scheidet somit für das aufzubauende solarthermische Kraftwerk mit einer elektrischen Bruttonennleistung von 125 MW aus.

Um die Leistungen von Dampferzeuger zu steigern wurden Wasserrohrkessel entwickelt. Diese können im einfachsten Fall im sogenannten Naturumlauf betrieben werden. Hierbei wird, wie in Bild 4.2 dargestellt, das Speisewasser in den Vorwärmer (engl. economizer, ECO) gepumpt. Danach gelangt das nun bereits erwärmte Fluid in die Dampftrommel. In diesem Bauteil wird nun der Dampf von der Flüssigphase getrennt. Das Wasser gelangt dann in den Verdampfer (engl. evaporator, EVA). Durch die dort stattfindende Verdampfung entsteht aufgrund des Dichteunterschieds eine natürliche Strömung die den Wasserdampf und die nicht verdampfte Wassermenge zurück in die Dampftrommel befördert. Nach Abscheidung der Endnässe verlässt gesättigter Wasserdampf die Trommel und wird im Überhitzer (engl. superheater, SUP) weiter erwärmt.

Grundsätzlich können Dampferzeuger im Naturumlauf bis zum kritischen Druck von ca. 221 bar betrieben werden. Bei einem überkritischen Dampfkraftprozess ist eine Abscheidung von Dampf und Wasser in der Trommel aufgrund fehlender Dichteunterschiede nicht mehr möglich. Da die Trommel aufgrund der sehr hohen Drücke von teilweise über 150 bar sehr starken Beanspruchungen ausgesetzt ist, ist sie sehr dickwandig ausgeführt. Hierdurch entstehen große Probleme bei einem sehr dynamischen Kraftwerksbetrieb. Daher werden Naturumlaufsysteme mit Dampftrommel normalerweise im Festdruckbetrieb gefahren. Das bedeutet, dass an jedem Lastpunkt des Betriebsbereiches der Frischdampfdruck und somit ebenfalls der Verdampfungsdruck konstant gehalten werden. Als Folge entsteht eine konstante Verdampfungstemperatur. Da keine vollständige Verdampfung stattfindet, bleibt auch die Temperatur der Dampftrommel genauso wie beim Zwangsumlaufdampferzeuger konstant. Hier wird wie beim Naturumlauf ebenfalls eine Trommel zur Dampfabscheidung eingesetzt. Jedoch wird die natürliche Strömung durch den Verdampfer mit Hilfe einer Umwälzpumpe unterstützt. Durch diese Pumpe müssen die Rohre nun nicht mehr strikt vertikal verlaufen sondern können mit größerer Freiheit angeordnet werden. Allerdings bleibt der größte Nachteil des Natur- und Zwangsumlaufkessels die erforderliche Dampftrommel. Mit dem Dampferzeuger können aus diesem Grund nur langsame Aufheiz- und Abkühlvorgänge realisiert werden.

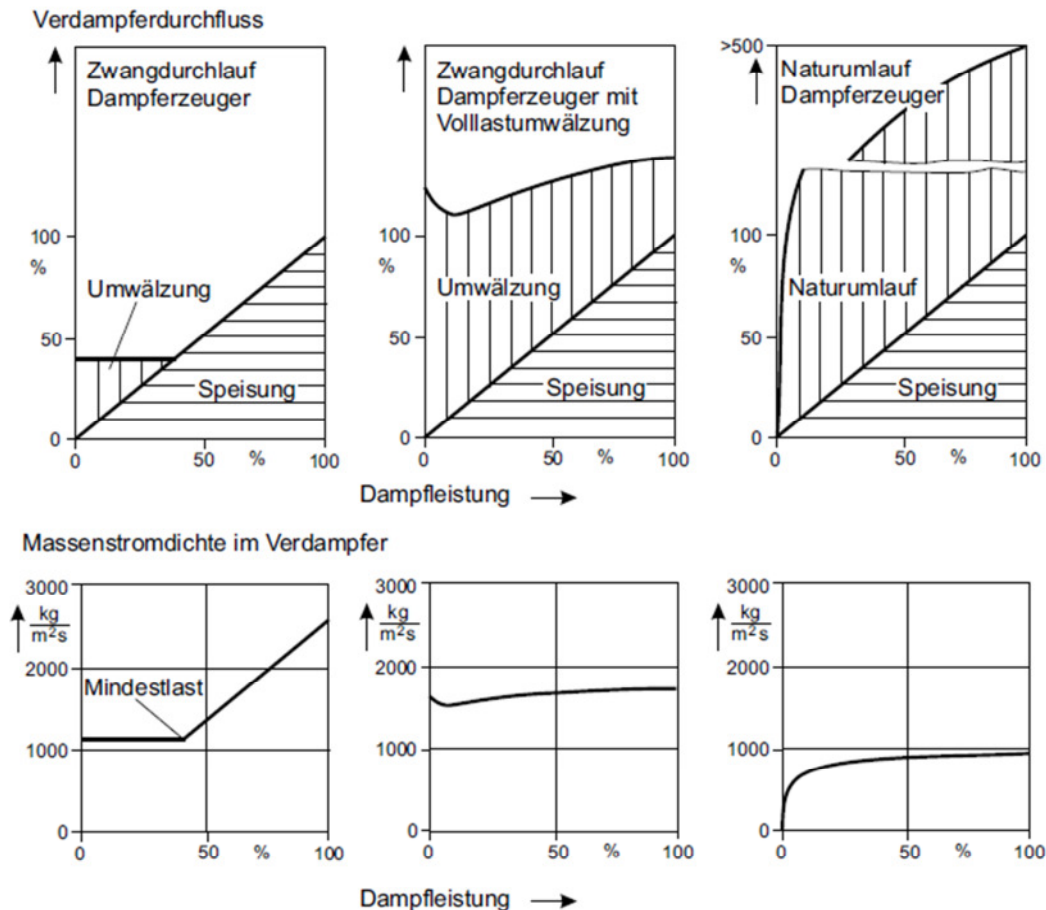
Um die Nachteile der Dampftrommel zu kompensieren wurde der Zwangsdurchlaufdampferzeuger (vgl. Bild 4.2) eingeführt. In diesem Kessel entfällt die aufgrund der großen Wandstärken problematische Trommel zur Dampfabscheidung. Vielmehr wird das Speisewasser durch die Speisepumpe nacheinander durch Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer gefördert. Das Speisewasser wird also in einem Durchlauf ohne Abscheidung vorgewärmt, verdampft und überhitzt. Der Verdampfungsendpunkt, also der Übergang vom Nassdampfgebiet zum überhitzten Dampf ist nicht durch eine Abscheidevorrichtung fixiert und wandert somit je nach Lastpunkt auf den Heizflächen. Der wesentliche Vorteil dieses Kessels ist der Wegfall der Dampftrommel und die damit bedingte größere Laständerungsgeschwindigkeit eines solchen Kessels. Zudem kann der Dampferzeuger bei wesentlich höheren Drücken und im überkritischen Bereich betrieben werden. Regelungstechnisch ist die Variante eines Zwangsdurchlaufdampferzeugers wesentlich komplexer als bei einem realisierten Natur- bzw. Zwangsumlaufkessel. Dies liegt an dem Zusammenspiel der Feuerungsleistung und der Speisewassermenge. Beide Größen müssen im richtigen Verhältnis zueinander eingestellt werden. Dies ist bei einem äußerst trägen Dampferzeuger eine sehr große Herausforderung und konnte erst durch die technischen Fortschritte auf dem Gebiet der Regelungstechnik zufriedenstellend gelöst werden. Außerdem ist die Strömungsstabilität in den einzelnen Rohren des Dampferzeugers entscheidend. Daher sind auch die unterschiedlichen Lösungskonzepte des Benson- und Sulzer-Kessels zu erklären. [22, S. 18ff. ]



**Bild 4.2** Verschiedene Dampferzeugerbauarten im Vergleich [8]

Beim Benson-Kessel wurde zunächst der Druck im Vorwärmer und Verdampfer so angeordnet, dass überkritische Dampfparameter im Kessel herrschten. Dadurch konnten die Strömungsprobleme des Zwangdurchlaufs aufgrund des wegfallenden Nassdampfgebietes überwunden werden. Später fand man herausgefunden, dass ein Benson-Kessel bei geeigneter Konstruktion auch unterkritisch betrieben werden kann. Ein etwas anders Konzept wurde beim Sulzer-Kessel bei unterkritischen Drücken realisiert. Hier wird im Vergleich zum Benson-Kessel die Speisewassermenge konstant gehalten und somit ein ständiger Umlauf überlagert. Hierfür konstruierte man ein Abscheidegefäß und platzierte es nach dem Verdampfer. Dieses hatte die Aufgabe, den Verdampfungspunkt zu fixieren und eine kontinuierliche Abschlammung, wie bei Natur- und Zwangsumlaufsystemen, zu ermöglichen. Der Begriff Abschlammung bezeichnet den Austrag von Salzablagerungen in den Dampferzeugerrohren. Dies war beim Benson-Kessel nicht kontinuierlich möglich und musste somit bei Anlagenstillständen durchgeführt werden. Heutzutage ist die Verwendung von vollentsalztem Speisewasser Stand der Technik und macht deswegen eine Abschlammung überflüssig, was die Aufgaben des Sulzer-Abscheidegefäßes auf die Fixierung des Verdampfungspunktes reduziert. Zur Regelung der Frischdampfparameter werden bei allen Zwangsdurchlaufkesseln im Überhitzerbereich sogenannte Einspritzkühler verwendet. Mit Hilfe dieser kann die Temperatur des produzierten Dampfes konstant gehalten werden. Dabei wird vor den Überhitzerheizflächen Speisewasser eingedüst. Durch die Verdampfung dieses Wassers sinkt die Temperatur ab. [22, S. 18ff. ]

Da die Mindestlast bei Zwangsdurchlaufdamperzeugern aufgrund der kritischen Massenstromdichte im Verdampfer bei ca. 35 % liegt, wurden zusätzlich Bypässe zum klassischen Zwangsdurchlaufkonzept hinzugefügt (vgl. Bild 4.3). Damit kann der Kessel auch bei geringeren Teillasten zuverlässig betrieben werden.



**Bild 4.3** Betriebsverhalten der unterschiedlichen Dampferzeugerkonzepte [8, S. 423]

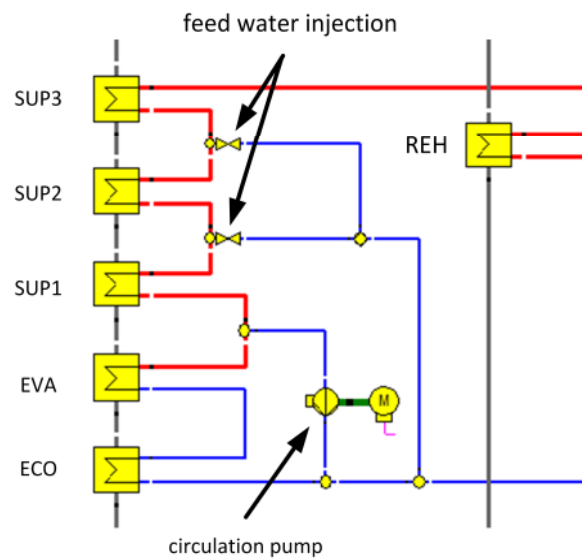
Beim Benson-Kessel wurde der klassische Kessel mit einer Abscheideeinrichtung erweitert. Im Lastbereich von 100 %-35 % wird der Dampferzeuger klassisch im Gleitdruckbetrieb gefahren. Dies bedeutet, dass der Dampfdruck in Abhängigkeit der Nennlast abnimmt. Dabei wird der Verdampfungsendpunkt durch die Feuerungsregelung im Verdampfer fixiert. Ab der sogenannten Benson-Mindestlast wird dem Zwangsdurchlaufbetrieb ein Zwangsumlauf überlagert. Hierbei wird auch ein anderes Regelungskonzept angewendet. Dieses führt zu einer Wanderung des Verdampfungsendpunktes in Richtung des Überhitzers. Durch einen Abscheidezyklon wird das noch nicht verdampfte Wasser abgeschieden und in eine Abscheideflasche geführt. Von da aus fördert eine Umwälzpumpe das enthaltene Wasser wieder zurück in den Vorwärmer. Durch diesen überlagerten Zwangsumlauf kann die Massenstromdichte konstant gehalten werden. Auch der Sulzer-Kessel hat sich im Laufe der Zeit



zusammen mit dem Benson-Kessel zum modernen Zwangsdurchlaufdampferzeuger weiterentwickelt. Daher gibt es heutzutage bei den Zwangsdurchlaufkesseln keine großen Unterschiede. Nach der überflüssigen Abschlammung wurde auch beim Sulzer-Kessel der Umwälzbetrieb nur noch in erforderlichen Lastbereichen zugeschaltet. Damit konnte der Eigenverbrauch des Kraftwerks gesenkt werden. Daher ist eine strikte Unterscheidung der beiden Systeme nicht mehr sinnvoll. Durchgesetzt hat sich vor allem die Bezeichnung Benson für einen Dampferzeuger nach dem Zwangsumlaufprinzip. [22, S. 18ff. ] [23, S. L 53ff.]

Aufgrund der häufigen Anfahr- und Abfahrvorgänge muss für ein solarthermisches Kraftwerk ein möglichst flexibler Kessel ausgewählt werden. Dem Stand der Technik entsprechen aktuell Zwangsumlaufdampferzeuger mit einer Dampferzeugerleistung von ca. 50 kg/s. Dies entspricht einer elektrischen Bruttokraftwerksleistung von ungefähr 50 MW. Aufgrund der Größe des geplanten Kraftwerks kommt ein solcher Dampferzeuger nicht in Frage. Daher wird entschieden, den Dampferzeuger im Zwangsdurchlaufbetrieb auszuführen. Dies führt zum einen wie angesprochen zum Wegfall der Dampftrommel und somit zu einer Senkung der Investitionskosten und zum anderen zu einer größeren Flexibilität im Kraftwerksbetrieb. Diese ist bei einem solarthermischen Parabolrinnenkraftwerk aufgrund der täglichen An- und Abfahrvorgänge von entscheidender Bedeutung und gibt den größten Ausschlag für die Wahl des Dampferzeugers.

Zur Modellierung eines Zwangsdurchlaufdampferzeugers in Epsilon (vgl. Bild 4.4) ist das Bauteil 71 in der Bauteilbibliothek vorgesehen. Hierbei wird für die unterschiedlichen Bereiche des Dampferzeugers mindestens ein solches Bauteil genutzt. Da wie bereits erwähnt im Bereich der Überhitzer-Übertragungsflächen Einspritzkühler eingesetzt werden müssen, wird der Überhitzerbereich auf insgesamt drei einzelne Bauteile aufgeteilt. Diese fungieren gemeinsam als Überhitzereinheit. Um die Einspritzung zu realisieren wird auf das Bauteil 38 zurückgegriffen. Dieses wird jeweils zwischen den drei Überhitzerflächen angeordnet. Durch diese Anordnung kann auch bei niedrigen Teillasten ausreichend Speisewasser in den Überhitzer eingebracht werden. Zum Abschluss der Dampferzeugermodellierung fehlt nun noch das Umwälzsystem, das ab einem Lastpunkt von 35 % mit einen Zwangsumlaufbetrieb überlagert. Hierfür ist zunächst die Abscheidung der Restnässe am Verdampferaustritt erforderlich. Mit Hilfe des Bauteils 19 kann ein Abscheidezyklon simuliert werden. Das abgeschiedene Wasser wird dann normalerweise in eine Abscheideflasche geführt, deren Füllstand eine Regelgröße für den Zwangsumlaufbetrieb darstellt. Daher wird das abgeschiedene Wasser von einer Umwälzpumpe mit variabler Drehzahl (Bauteil 83) wieder in die Speisewasserzuleitung des Economisers zurückgeführt. Der Dampferzeuger wird auf der Primärseite zunächst mit Wasser, später dann mit Dampf durchströmt. Das Rezirkulationssystem und das Einspritzsystem werden aufgrund ihres vorhandenen Aggregatzustands als Wasserrohrleitungssystem modelliert. Auf der Sekundärseite des Dampferzeugers wird als Fluidleitung eine Thermoflüssigkeit ausgewählt.



**Bild 4.4** Modell des Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit Zwischenüberhitzer

Die einzelnen Dampferzeugerbauteile werden nun entsprechend ihrer Anordnung als Vorwärmer, Verdampfer bzw. als Überhitzer deklariert. Diese Festlegung betrifft nur den Design-Punkt. Während Teillastfällen kann sowohl im EVA überhitzt, wie auch im ECO bereits verdampft werden. Ebenfalls muss entschieden werden, wie die Berechnung des Bauteiles ablaufen soll. Nach dem 1. Hauptsatz muss die übertragene Energie auf der Primär- und Sekundärseite gleich sein. Da die beiden Seiten des Wärmeübertragers jeweils aus einem Eingangs- und einem Ausgangsstrom bestehen, muss der Enthalpiestrom an mindestens drei Schnittstellen eindeutig von außen definiert werden. Die verbleibende Schnittstelle kann dann mittels des 1. Hauptsatzes berechnet werden. Beim ECO wird der Austritt des Salzmassenstroms berechnet. Sowohl die Speisewassertemperatur wie auch die Salzeintrittstemperatur werden dem ECO-Bauteil durch die Fluidverbindungen zum Gesamtsystem übergeben. Die Enthalpie des Speisewassers am Austritt entspricht der Sättigungsenthalpie der Phasengrenze zwischen Flüssigkeit und Nassdampfgebiet. Analog wird beim EVA verfahren. Hier werden genau an denselben Stellen Enthalpien definiert bzw. vom System übergeben. Der Dampf verlässt den EVA mit einem Dampfgehalt von exakt 100 % und wird so dem Überhitzer zugeführt. Auch bei den Überhitzerflächen bleibt die prinzipielle Definition der Enthalpien gleich. Jedoch können nun nicht mehr die Speisewasser- bzw. Dampfzustände im Bauteil definiert werden. Da im Gebiet des überhitzten Dampfes keine weitere Zustandsänderung mehr zu erwarten ist, müssen nun genaue Enthalpievorgaben bzw. Temperaturvorgaben am Ausgang des Dampfes getroffen werden.

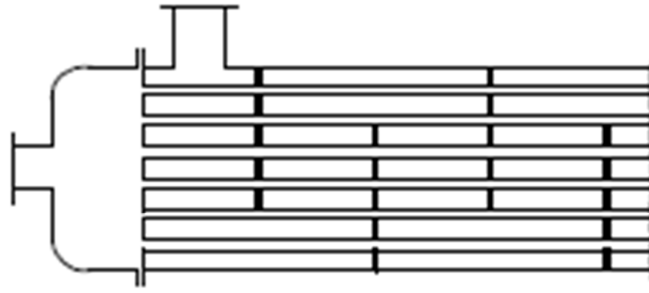
Für das Wärmeträgermedium muss ebenfalls am Eintritt in das Dampferzeugersystem eine Startbedingung festgelegt und die thermophysikalischen Stoffeigenschaften definiert werden. Dazu dienen die Bauteile 1 oder 33. Der Ausgangsdruck wird mit Hilfe des Bauteils 46

am Salzmassenaustritt des Vorwärmers definiert. Auf der Primärseite des Dampferzeugers wird die Druckvorgabe durch die erste Hochdruckstufe der Dampfturbine vorgegeben. Im Mischbetrieb kann unter einem Lastpunkt von 35 % der Nennleistung der Druck im Dampferzeuger nicht weiter gesenkt werden und muss ab diesem Zeitpunkt konstant gehalten werden. Für diesen Fall wird eine Druckvorgabe am Austritt des Frischdampfs vorgesehen.

Der Zwischenüberhitzer (engl. reheater, REH) wird durch Bauteil 71 modelliert und als Überhitzer deklariert. Zur Durchströmung mit der Salzschnmelze wird eine Thermo-fluidleitung, die heißes Salz aus dem Tank zum Zwischenüberhitzer führt, vorgesehen. Die Rückführung der Salzschnmelze wird mit dem kalten Salzmassenstrom aus dem Vorwärmer vermischt und aus dem Dampferzeugersystem abgeführt. Auch hier wird analog zu der Definition der Enthalpien bei den Bauteilen des Verdampfers im Hauptstrang die Temperatur am Austritt des zwischenüberhitzten Dampfes vorgegeben.

Für die Betrachtung des Dampferzeugers ist die Wärmeübertragung von entscheidender Bedeutung. Aufgrund der äußerst komplexen Vorgänge beim Wärmeübergang von Fluiden auf Rohrleitungen und der Wärmeleitung in Rohrwänden, beschränken sich die Ausführungen auf die in der vorliegenden Arbeit benötigten Formeln und Zusammenhänge bzw. auf die Herleitung der Vereinfachungen für die späteren Systemsimulationen. Für eine vertiefende Behandlung des Themas sei an die entsprechende Fachliteratur [24], [9] und [25] verwiesen.

In Dampferzeugern kommen überwiegend Wärmeübertrager in Gegenstromausführung zum Einsatz. Dies bedeutet, dass das wärmeabgebende Fluid in entgegengesetzter Richtung zum wärmeaufnehmenden Fluid strömt. Der Wärmeübergang geschieht in sogenannten Rohrbündelwärmeübertragern. Aufgrund des hohen Druckes des Speisewassers bzw. des Dampfes wird dieses Fluid in den Rohren des Wärmeübertragers geführt. Diese sind wegen ihrer Abmessungen wesentlich stabiler und können mit vergleichsweise geringen Wandstärken hohe Innendrucke aufnehmen. Das Rohrbündel wird von außen von der Salzschnmelze umströmt. Um eine thermodynamisch vorteilhafte Queranströmung der Rohrbündel zu erhalten, werden in den Mantel Umlenkleche (vgl. Bild 4.5) eingesetzt. Diese sorgen dann für ein quer angeströmtes Zylinderrohr und einen erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten vom Fluid zur Rohrwand.



**Bild 4.5** Umlenkebleche zur Optimierung der Rohranströmung [9, S. 48]

Für die übertragene Wärmemenge  $\dot{Q}$  ergibt sich nach einer Herleitung über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik [9, S. 55] der Zusammenhang

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\theta_m. \quad (4.1)$$

Hierbei stellt der Faktor  $k$  den Wärmedurchgangskoeffizienten,  $A$  die übertragende Fläche und  $\Delta\theta_m$  die mittlere Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers dar. Dieser errechnet sich aus der Berücksichtigung des Wärmeübergangs im Inneren des Wärmetauscherrohrs und auf dessen Außenseite. Hinzu kommt die Wärmeleitung durch die Wand des Rohres. Aufgrund der Abhängigkeit der beiden Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  und  $\alpha_o$  von der Strömungsgeschwindigkeit des jeweiligen Fluids, hängt auch der Wärmedurchgangskoeffizient von den jeweiligen Betriebsbedingungen ab. Da die Wärmeleitung im Vergleich zu den Wärmeübergängen einen sehr geringen Einfluss besitzt, wird diese in der Berechnung bzw. der Auslegung von Wärmetauschern oft vernachlässigt. Sollte sie mit einbezogen werden, so ist neben der Wandstärke  $\delta$  auch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  erforderlich. Der Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten ergibt sich dann aus der Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}. \quad (4.2)$$

Die Fläche  $A$  ergibt sich aus konstruktiven Gegebenheiten und wird bei der Vorauslegung der Wärmetauscher nicht gesondert angegeben. Vielmehr werden die Faktoren  $k \cdot A$  zur Wärmeübertragungsfähigkeit einem  $kA$  zusammengefasst, der zur Charakterisierung des Wärmeübertragers dient. Die logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\theta_m$  lässt sich mit

$$\Delta\theta_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (4.3)$$

errechnen. Hierbei ist  $\Delta T_{\max}$  die obere Grädigkeit und  $\Delta T_{\min}$  die untere Grädigkeit.

Bei der detaillierten Auslegung wird zu Beginn der Wärmedurchgangskoeffizient betrachtet. Dieser wird vom Bauteil 71 aus den beiden Wärmeübergangskoeffizienten, die über Spezifikationswerte vorgegeben werden können, errechnet. Da das Bauteil 71 gleichzeitig sowohl als ECO und EVA oder EVA und SUP verwendet werden kann, müssen für jeden Bereich des Dampferzeugers eigene Wärmeübergangswerte definiert werden. Dies geschieht durch die Spezifikation des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innen- und Außenseite der Rohrbündel. Zu beachten ist, dass die inneren Wärmeübergangskoeffizienten des Economisers und des Evaporators im Programmcode von Epsilon nicht berücksichtigt werden. Da das Bauteil ursprünglich in rauchgasbefeuerten Dampferzeugern eingesetzt wurde, ist das Wärmeübertragungsverhalten vom niedrigen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_o \approx 50 \text{ W/m}^2\text{K}$  bestimmt, eine Definition des inneren Wärmeübergangs ist daher nicht vorgesehen. Aus diesem Grund wird für die Festlegung des äußeren Wärmeübergangs zunächst der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  betrachtet. So kann durch Anpassung des variablen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmedurchgangskoeffizient, der sich nach Gleichung (4.2) errechnet, trotz der beschriebenen Einschränkung wie gewünscht eingestellt werden. Da für die Simulation in Epsilon nur der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  herangezogen wird, spielt somit die Abweichung von den realen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  keine Rolle. Mit in Betracht gezogen wird die Verwendung des neuen Bauteiles 124. In diesem können alle Wärmeübergangskoeffizienten beliebig festgelegt und spezifiziert werden. Aufgrund der noch nicht vollständig abgeschlossenen Entwicklung des Bauteiles wird entschieden, auf den Einsatz des noch nicht vollständig getesteten Bauteils zu verzichten und sich mit der Korrektur der Wärmeübergangskoeffizienten zu behelfen. In Tabelle 4.1 ist eine Übersicht der gewählten Koeffizienten enthalten.

**Tabelle 4.1** Koeffizienten zur Berechnung der Wärmeübertragung

	$\alpha_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_o$ [W/m <sup>2</sup> K]	$k$ [W/m <sup>2</sup> K]
ECO	-	1.200	1.200
EVA	-	1.375	1.375
SUP1	3.000	1.500	1.000
SUP2	3.000	1.500	1.000
SUP3	3.000	1.500	1.000
REH	3.000	1.500	1.000

Da ein Bauteil des Typs 71 gleichzeitig als Verdampfer und Überhitzer bzw. Vorwärmer und Verdampfer fungieren kann, müssen die Verhältnisse der Wärmedurchgangskoeffizienten zur Berücksichtigung dieses Verhaltens mit angegeben werden.

$$\frac{k_{\text{EVA}}}{k_{\text{ECO}}} = \frac{1375 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}}{1200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} = 1,14 \quad (4.4)$$

$$\frac{k_{\text{SUP}}}{k_{\text{ECO}}} = \frac{1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}}{1200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} = 0,83 \quad (4.5)$$

Im Teillastfall ändert sich vor allem die Strömungsgeschwindigkeit im Wärmetauscher. Dies führt zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangs und somit auch zu einer geringeren Übertragungsfähigkeit des Wärmetauschers. Dieser Effekt wird in Epsilon über Korrelationsgleichungen der Nusselt-Zahl berücksichtigt.

Aus der Fachliteratur [26, S. 638f.] kann für die Strömung von Gasen und überhitzten Dämpfen folgende Gleichung

$$Nu = 0,024 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45} \quad (4.6)$$

entnommen werden.

Es ist aus Gleichung (4.6) zu erkennen, dass die Nusselt-Zahl neben dem Verhältnis des Innendurchmessers  $d_i$  des betrachteten Rohrs zur Rohrlänge  $l$  von der Reynolds- und der Prandtl-Zahl abhängt. Um den Wärmeübergang in Relation zur gegebenen Gleichung zu bringen, wird die Definition der Nusselt-, Reynolds und Prandtl-Zahl herangezogen.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} \quad (4.7)$$

$$Re = \frac{c \cdot d_i}{\nu} \quad (4.8)$$

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad (4.9)$$

Hierbei sehen wir uns zunächst die Prandtl-Zahl genauer an. Diese wird aus der kinematischen Viskosität  $\nu$ , der Dichte  $\rho$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  sowie der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  gebildet. Diese Stoffwerte werden bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Teillasten als in erster Näherung konstant angenommen. Auch die Abmessungen und sonstigen Stoffwerte in der Nusselt-Korrelation werden in nachfolgender Berechnung als Konstanten betrachtet.

Daher kann wie folgt hergeleitet werden:

$$\frac{Nu_{PL}}{Nu_{DP}} = \frac{\alpha_{PL}}{\alpha_{DP}} = \left( \frac{c_{PL}}{c_{DP}} \right)^{0,786} \quad (4.10)$$

unter Berücksichtigung der Strömungsgeschwindigkeit

$$c = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad (4.11)$$

folgt für den neuen Wärmeübertragungskoeffizienten für Gase und überhitzte Dämpfe bei Teillast

$$\alpha_{PL} = \alpha_{DP} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{DP}} \right)^{0,786} \quad (4.12)$$

Analog lässt sich für in Rohren strömende Flüssigkeiten mit der Gleichung

$$Nu = 0,024 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (4.13)$$

nach [26, S. 638f.] der Zusammenhang

$$\alpha_{PL} = \alpha_{DP} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{DP}} \right)^{0,8} \quad (4.14)$$

und nach [27, S. 229] für quer angeströmte Rohrbündel der Zusammenhang

$$Nu = 0,32 \cdot Re^{0,61} \cdot Pr^{0,31} \cdot K_A \cdot K_R \quad (4.15)$$

$$\alpha_{\text{PL}} = \alpha_{\text{DP}} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{\text{PL}}}{\dot{m}_{\text{DP}}} \right)^{0,61} \quad (4.16)$$

ermitteln.

Damit ergibt sich bei konstanter Prandtl-Zahl nach der gleichen Herleitung wie in Gleichung (4.9)-(4.10) ein Exponent von 0,61. Die Herleitung der Exponenten ist unter Annahme einer hoch turbulenten Strömung und der Einhaltung der Gültigkeitsbereiche der Korrelationsgleichungen gültig.

Als nächstes wird der Druckverlust betrachtet. Dieser kann, aufgrund der unbekannten Geometrie und Konstruktion nicht von Ebsilon automatisch errechnet werden und muss dadurch vom Ingenieur spezifiziert werden. Der Gesamtdruckverlust des geplanten Dampferzeugers wird für den Auslegungspunkt salzseitig mit ungefähr 1 bar angenommen. Dieser Druckverlust teilt sich nicht linear auf Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer auf. Aus diesem Grund müssen weitere Abschätzungen zur prozentualen Verteilung des geschätzten Druckverlustes getroffen werden. Durch die erste Simulation des Systems können die nominalen Wärmetauscherflächen gemäß Tabelle 4.2 errechnet werden.

**Tabelle 4.2** Verteilung des Druckverlustes über die Wärmetauscher

	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$A$ [%]	$p$ [bar]
SGS	5.272	100	1
ECO	1.865	35	0,35
EVA	1.908	36	0,36
SUP1	316	6	0,06
SUP2	559	11	0,11
SUP3	624	12	0,12
REH	3.304	-	0,63

#### 4.2.2 Dampfturbine

Im weiteren Aufbau des Kraftwerkblocks werden nun die Druckstufen der Turbine modelliert. Die auszuführende Turbine besteht aus zwei Hochdruck- und fünf Mittel- bzw. Niederdruckstufen mit jeweils unterschiedlichem Druckniveau. Zwischen den beiden Turbinenabschnitten wird das Arbeitsmedium einer Zwischenüberhitzung zugeführt.

Die Turbinenstufen werden so eingestellt, dass sie über das Gesetz von Stodola den Eingangsdruck aus dem gegebenen Massenstrom errechnen. Hierfür wird der Fachliteratur [28, S. 158] die Gleichung (4.17) für das Kegelgesetz entnommen.



$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} = \frac{p_{in}}{p_{out}} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{out,N}}{p_{in,N}}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{in,N}}{T_{in}}} \quad (4.17)$$

Um aus gegebenem Massenstrom in der Epsilon-Simulation nun den dazugehörigen Druck zu errechnen, muss die Gleichung nach dem Eingangsdruck  $p_{in}$  umgestellt werden.

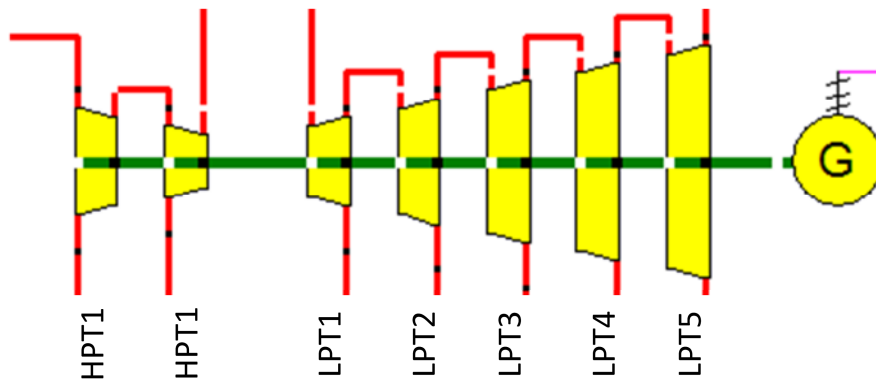
$$\left(\frac{p_{in}}{p_{in,N}}\right)^2 \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{out,N}}{p_{in,N}}\right)^2} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N}\right)^2 \cdot \frac{T_{in}}{T_{in,N}}$$

$$p_{in} = \sqrt{p_{out}^2 + \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N}\right)^2 \cdot (p_{in,N}^2 - p_{out,N}^2) \cdot \frac{T_{in}}{T_{in,N}}}$$

Somit kann der Eingangsdruck der Turbine im Teillastfall über den Ausgangsdruck der Turbinenstufe und den Verhältnissen der Massenströme und Temperaturen am Turbineneintritt im neuen Lastfall zum Auslegungsfall errechnet werden. Zusätzlich fließen noch die Druckzustände des Arbeitsfluides im Design-Punkt mit in die Berechnung ein.

Im oberen Lastbereich soll die Turbine im Gleitdruckbetrieb gefahren werden. Dies bedeutet, dass der Druck des Frischdampfes im Dampferzeuger mit der Nennlast gesenkt wird. Aus diesem Grund braucht in diesem Betriebsbereich der Dampf vor der Turbinenstufe nicht angedrosselt werden. Da jedoch ab einer Teillast von 35 % der Dampferzeuger im Festdruck gefahren werden soll, muss ein Drosselventil vorgesehen werden. Mit diesem wird der im Zwangsumwälzbetrieb fest eingestellte Druck des Dampfes am Kesselaustritt auf den von der Turbine durch das Kegelgesetz errechneten Eingangsdruck gesenkt. Sollte der Kraftwerksblock im Zwangsdurchlaufmodus betrieben werden, so wird der Druck von der Turbine mit einem Übertragungsglied an den Dampferzeuger übermittelt.

Von jeder Turbinenstufe geht eine Anzapfung von Abdampf zur Vorwärmungsstrecke. Durch dieses Verfahren kann, wie im Anhang A.4 beschrieben, der Wirkungsgrad des Kreisprozesses vergrößert werden. Die Abdampffleitung der letzten Turbinenstufe wird dann mit dem Kondensator verbunden. Die Wellen der Turbinenbauteile werden dann anschließend zu einem Wellenstrang verbunden, welcher dann im weiteren Verlauf an einen Generator angeschlossen wird (vgl. Bild 4.6).



**Bild 4.6** Epsilon-Modell des Turbosatzes

Für die Parametrisierung des Turbosatzes müssen zunächst die Druckstufen der Turbinen festgelegt werden. Diese werden entsprechend der Daten in Tabelle 4.3 vorgenommen. Eine Berücksichtigung von Dichtungs- und Spaltverlusten findet nicht statt. Ebenfalls wird für alle Turbinenstufen ein isentroper bzw. mechanischer Wirkungsgrad von 88 % bzw. 99,8 % vorgegeben. Dies entspricht den Epsilon-Standard Einstellungen für das Bauteil 6 und liegt in der Größenordnung typischer Turbinenstufenwirkungsgraden.

**Tabelle 4.3** Leistungsdaten der Hoch- und Niederdruckturbinenstufen

	$p_{in}$ [bar]	$p_{out}$ [bar]	$\eta_{isen}$ [%]	$\eta_{mech}$ [%]
HPT 1	150,0	51,0	88,0	99,8
HPT 2	51,0	29,0	88,0	99,8
LPT 1	27,5	10,0	88,0	99,8
LPT 2	10,0	4,0	88,0	99,8
LPT 3	4,0	1,5	88,0	99,8
LPT 4	1,5	0,35	88,0	99,8
LPT 5	0,35	0,08	88,0	99,8

#### 4.2.3 Kondensator

Im Kondensator wird der noch nicht kondensierte Dampf bei konstanter Temperatur und konstantem Druck vollständig verflüssigt um wieder mit Hilfe der Kondensator- und Speisepumpe dem Dampferzeuger zugeführt zu werden. Um die Wärme abzuführen, muss der Kondensator an eine Wärmesenke angeschlossen werden. In Kraftwerken zur Stromerzeugung kommen in der Regel folgende Rückkühlmöglichkeiten in Betracht:

- Naturzugkühlturm
- Hybridkühlturm

- Luftkühlturm
- Frischwasserkühlung
- Brunnenkühlung

Der modellierte Kreislauf zur Rückkühlung entspricht vereinfacht der Brunnenkühlung. Dies ist auch in den vergleichbaren solarthermischen Kraftwerken in Spanien der Fall.

Der Kondensator wird in Epsilon mit dem hierfür vorgesehenen Bauteil 7 realisiert und mit einem Wassermassenstrom, der eine Temperatur von 20 °C und einen Druck von 3 bar besitzt, gekühlt. Als Bedingung für die Temperatur des erwärmten Massenstroms wird eine Erhöhung um maximal 10 K festgelegt. Die Kondensationstemperatur ist durch den vorzugebenden Druck im Kondensator bereits festgelegt. Bei einem Druck von 80 mbar entspricht dies einer Temperatur des Speisewassers im Kondensator von 41,5 °C.

#### 4.2.4 Vorwärmstrecke

Vom Kondensator wird der kondensierte Abdampfstrom aus der Turbine nun mit Hilfe einer Kreislumpumpe mit Frequenzumrichter in die Niederdruckvorwärmstrecke gedrückt. Hierfür wird neben einem Pumpenbauteil, das schon bei der Modellierung der Umwälzpumpe zum Einsatz kommt, eine Niederdruckvorwärmstrecke aus insgesamt drei Teilabschnitten aufgebaut. Hierfür werden die Bauteile 10 und 27 als Vorwärmer und Nachkühler eingesetzt. Im Vorwärmer wird der über eine Dampfverbindungsleitung angezapfte Massenstrom bei konstantem Druck und konstanter Temperatur kondensiert und verdampft. Das Kondensat wird dann einem vorgeschalteten Nachkühler zugeführt, welcher die Temperatur des Heizfluids weiter abkühlt und die Wärme an das Speisewasser überträgt. Der kondensierte Dampfmassenstrom wird vom dritten Niederdruckvorwärmer an jeweils durch die folgenden Vorwärmer und Nachkühler geschleift und am Schluss im Kondensator zum Speisewassermassenstrom hinzugemischt. Da die Vorwärmer aufgrund der Anzapfung aus den unterschiedlichen Turbinenstufen auch auf unterschiedlichen Druckniveaus arbeiten, müssen die Vorwärmstufen mit einem Drosselventil voneinander getrennt werden.

Der Entgasungsbehälter, Bauteil 9, dient als Mischvorwärmer und wird mit der Anzapfung aus der ersten Stufe der Mittel- bzw. Niederdruckturbine verbunden. Aus dem Entgasungsbehälter kann nun mit Hilfe der Speisepumpe das Wasser in Richtung der Hochdruckvorwärmer und -nachkühler verdichtet werden.

Beim den beiden ersten HD-Vorwärmern bzw. Nachkühlern findet im Wesentlichen genau der gleiche Vorgang wie in der bereits beschriebenen Niederdruckvorwärmstrecke statt. Der dritte Vorwärmer stellt jedoch eine Besonderheit dar. Aufgrund der eingesetzten flüssigen Salzschnmelze als Wärmequelle, muss der zulässige Betriebsbereich des eingesetzten Salzes strikt eingehalten werden. Da jedoch in Teillast nicht gewährleistet ist, dass das Salz immer

über seiner zulässigen Mindesttemperatur gehalten werden kann, wird in die Hochdruckvorwärmstrecke eine Anzapfung von Frischdampf eingebaut. Über diese kann bei Bedarf die Temperatur des Speisewassers soweit erhöht werden, dass am Austritt des Salzmassenstroms die erlaubte Temperaturgrenze nicht unterschritten wird. Genau wie bei der Niederdruckvorwärmstrecke wird das Kondensat wieder über die einzelnen Vorwärmer und Nachkühler entspannt, gesammelt und zur Mischung mit dem restlichen Speisewasser in den Entgaser eingeleitet. Bevor nun der Kreislauf des Arbeitsmediums im Kraftwerksprozess geschlossen werden kann, muss ein logischer Separator (Bauteil 80) in die Speisewasserleitung eingesetzt werden. Dieser sorgt dafür, dass der Massenstrom an dieser Stelle nicht als interne Bedingung an die weiterführende Wasserleitung übergeben wird. Unterbleibt diese logische Trennung, gibt Ebsilon bei der Simulation des Kreisprozesses aufgrund des überbestimmten Gleichungssystems eine entsprechende Warnung aus.

In den Vorwärmern und Nachkühlern soll Ebsilon mit einer Grädigkeit von jeweils 5 K im Design-Punkt rechnen. Dies entspricht beim Vorwärmer der Temperaturdifferenz zwischen dem kondensierten Abdampf und dem erwärmten Speisewasser. Wie beim Kondensator wird die exakte Temperatur des kondensierten Anzapfmassenstroms durch das Druckniveau der jeweiligen Turbinenstufe bestimmt. Beim Nachkühler entspricht die Grädigkeit von 5 K der Differenz zwischen dem Eintritt des Speisewassers vom Kondensator, dem vorgeschalteten Vorwärmer oder dem Entgasungsbehälter und dem Austritt des enthitzten, kondensierten und unterkühlten Anzapfdampfes. Als primären Druckverlust im Speisewasserstrom wird der Ebsilon-Standardwert mit 0,05 bar beibehalten. Der Druckverlust auf der Sekundärseite der Wärmetauscher wird komplett vernachlässigt. Dies stellt aufgrund des Aufbaus der Vorwärmstrecke keine Ungenauigkeit dar. Vielmehr ist bei einer Berücksichtigung dieses Druckverlustes, der auf seinem Weg in die nächste Druckzone sowieso auf deren Druck gedrosselt werden muss, ohne Auswirkungen auf den Eigenverbrauch des Kraftwerks. An der Speisewasserpumpe werden, wie bei den restlichen Pumpen, keine Veränderungen an den Kennlinien oder den Wirkungsgraden vorgenommen. So wird im Design-Punkt der Pumpe ein isentroper Wirkungsgrad von 80 % berücksichtigt. Die mechanischen Verluste werden mit einem Wirkungsgrad von 99 % mit in die Eigenverbrauchsberechnung der Pumpen aufgenommen. Die Vorwärmer und Nachkühler im Bereich der Hochdruckvorwärmstrecke werden entsprechend der schon beschriebenen Vorgehensweise bei der Niederdruckvorwärmstrecke parametrisiert. Beim letzten Vorwärmer jedoch unterscheiden sich die Einstellungen in einigen Punkten. So soll mit dieser Vorwärmer-Nachkühler-Kombination die Temperatur des Speisewassers am Austritt des Vorwärmers geregelt werden. Hierfür ist es notwendig, die Enthalpie am Ausgang des Vorwärmerbauteils anzugeben. Während der Simulation wird demzufolge die Grädigkeit des Vorwärmers vom Simulationsprogramm errechnet. Da die Temperatur des Salzmassenstroms am Austritt des Economisers im Design-Punkt des Kraftwerksblocks nicht in die Nähe der minimal zulässigen Temperaturgrenze kommt, muss der Wärmetauscher zunächst abgeschaltet werden. Dies hat

zur Folge, dass das Design für diese beiden Bauteile nicht bei der Global-Design-Berechnung durchgeführt werden kann. Eine Umstellung der Bauteile auf den Modus Local-Off-Design ist daher erforderlich. Dabei müssen alle Nominalwerte vom Anwender per Hand eingegeben werden. Hierfür wird beim größten erforderlichen Massenstrom, der aus der Frischdampfleitung angezapft wird, per Hand auf den Auslegungsmodus Local-Design umgeschaltet. Zu beachten ist dabei, dass der globale Auslegungsmodus auf Off-Design eingestellt ist. Ansonsten werden die bereits errechneten Design-Werte der übrigen Bauteile wieder überschrieben und somit der Auslegungspunkt des übrigen Kraftwerksblock auf den neuen Teillastpunkt verschoben.

#### **4.2.5 Regelung des Kraftwerksblockmodells**

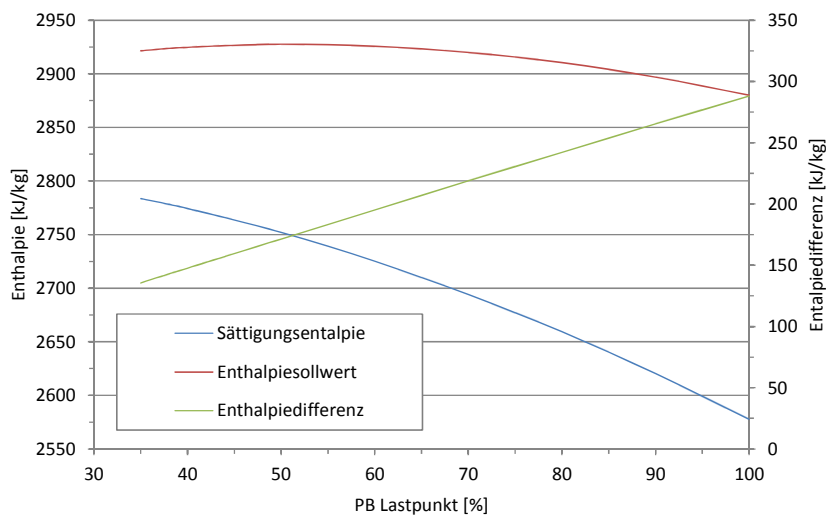
Um eine Abhängigkeit zwischen zwei Größen herzustellen, sind in Epsilon Regler vorhanden. Diese sind nicht direkt mit den bekannten Reglern aus der Prozessleit- und Regelungstechnik vergleichbar und besitzen ein etwas unterschiedliches Verhalten. Zuerst muss dem Regler vorgegeben werden, welcher Wert bei Soll- und Istgröße miteinander verglichen werden sollen. Anschließend kann spezifiziert werden mit welcher Stellgröße die Regelung durchgeführt werden soll. In Epsilon gibt es unterschiedliche Regler-Typen. Bei allen Reglern wird der Istwert über eine eigene Fluidleitung von einer beliebigen Rohrleitung abgegriffen. Die Spezifikation des Sollwertes ist je nach Regler-Typ unterschiedlich.

Im Auslegungspunkt kommen nur zwei Regler zum Einsatz. Mit Hilfe des ersten Reglers wird die Ausgangsleistung des Generators über den Massenstrom des Wärmeträgermediums eingeregelt. Mit dem zweiten Regler wird über eine Differenzbildung zwischen der Abdampftemperatur und der Temperatur am Salzaustritt des Zwischenüberhitzers die untere Grädigkeit auf einen Wert von 20 K eingestellt. Zusätzlich wird aufgrund des Zwangsdurchlaufbetriebs im Design-Punkt das Drosselventil der Turbine mit einem Signalübertrager (Bauteil 36) ausgeschaltet. So können die Turbine und der Dampferzeuger im Gleitdruckbetrieb operieren.

Im Off-Design muss zwischen den beiden Betriebsarten des Dampferzeuges unterschieden werden. Hierdurch müssen auch zwei unabhängige Regelungsstrategien für den Kraftwerksblock entwickelt werden, welche dann in Abhängigkeit des Lastpunktes angewendet werden. Dadurch ist es erforderlich, dass die Regelung der elektrischen Ausgangsleistung des Kraftwerksblocks nun nicht mehr über den Salzmassenstrom im Dampferzeuger beeinflusst, sondern stattdessen über den Speisewassermassenstrom geregelt wird. Hierdurch ist es wiederum erforderlich, den nun ungeregelten Salzmassenstrom über einen Enthalpie-Regler zu beeinflussen. Dieser Regler hat die Aufgabe, den Verdampfungsendpunkt und somit das Nassdampfgebiet im Verdampfer zu fixieren. Außerdem ist er für die Einhaltung eines gewissen Sicherheitsabstandes des Nassdampfgebietes zum Ende der Verdampferflä-

chen zuständig. Da sich dieser Abstand bei Lastsenkung immer weiter verringert, wird für die Sollwertvorgabe eine Funktion sechsten Grades in Matlab erzeugt.

Um die Sollwertfunktion (in Bild 4.7 rot dargestellt) generieren zu können, wird für ausgewählte Stützstellen aus dem Druck am Austritt des Verdampfers die Enthalpie (blau dargestellt) von gesättigtem Wasserdampf errechnet. Anschließend wird je nach Lastpunkt ein entsprechender Abstand des Sollwertes vom Verdampfungsendpunkt definiert. In Bild 4.7 ist dieser Sicherheitsabstand als lineare Funktion in Grün auf der Sekundärachse aufgetragen. Der Sollwert des Reglers ist nicht eindeutig festlegbar und im Wesentlichen vom Turbineneintrittsdruck bzw. vom Druckverlust des Dampferzeugers abhängig. Aus diesem Grund müsste die Festlegung mehrmals wiederholt werden. Die Änderungen, die sich bei der Funktion ergeben, verringern sich von Iteration zu Iteration. Als Folge von mehreren Iterationen würde sich der vorgegebene Sicherheitsabstand exakter einstellen.



**Bild 4.7** Enthalpie-Diagramm des Verdampfungsendpunktregler

Als dritte Regelung im Off-Design muss der Salzmassenstrom des Zwischenüberhitzers eingeregelt werden. Im Design-Punkt wird hier als Regelgröße die untere Grädigkeit herangezogen. Nun wird die Stellgröße dieser Regelung von der Temperatur des zwischenüberhitzten Dampfes beeinflusst. Die Solltemperatur des zwischenüberhitzten Dampfes soll immer auf gleichem Niveau wie die Frischdampf Temperatur liegen und wird entsprechend der Eingangstemperatur des heißen Salzes mit einer Grädigkeit von 10 K vorgegeben.

Da der Verdampfungsendpunkt wandert, wird der Dampf im Überhitzer weiter als im Auslegungsfall überhitzt. Dies ist allerdings aufgrund der strikten Temperaturbeschränkung der Dampfturbine nicht zulässig und muss vermieden werden. Aus diesem Grund werden bei Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit variablem Verdampfungsendpunkt im Bereich der Überhitzer Einspritzkühler eingesetzt. Um eine optimale Kühlung des überhitzten Dampfes

zu gewährleisten, müssen zwei Einspritzstellen (vgl. Bild 4.4) eingesetzt werden. Diese werden über einen Massenstromsplitter auf ein festes Massenstromverhältnis eingestellt. Hierbei wird im ersten Einspritzer insgesamt 40 % und im zweiten die restlichen 60 % des erforderlichen Speisewassermassenstroms eingeleitet. Der Grund für diese Auslegung findet sich im q-T-Diagramm Bild 4.10 des Dampferzeugers. Am Punkt der Einspritzung darf nur so viel Wasser zum Dampfmassenstrom hinzugegeben werden, dass das Nassdampfgebiet in keinem Fall erreicht wird und der Dampf überhitzt bleibt. Da der Abstand von dieser Grenzlinie mit steigender Überhitzung größer wird, kann dort auch eine größere Dampfkühlung stattfinden.

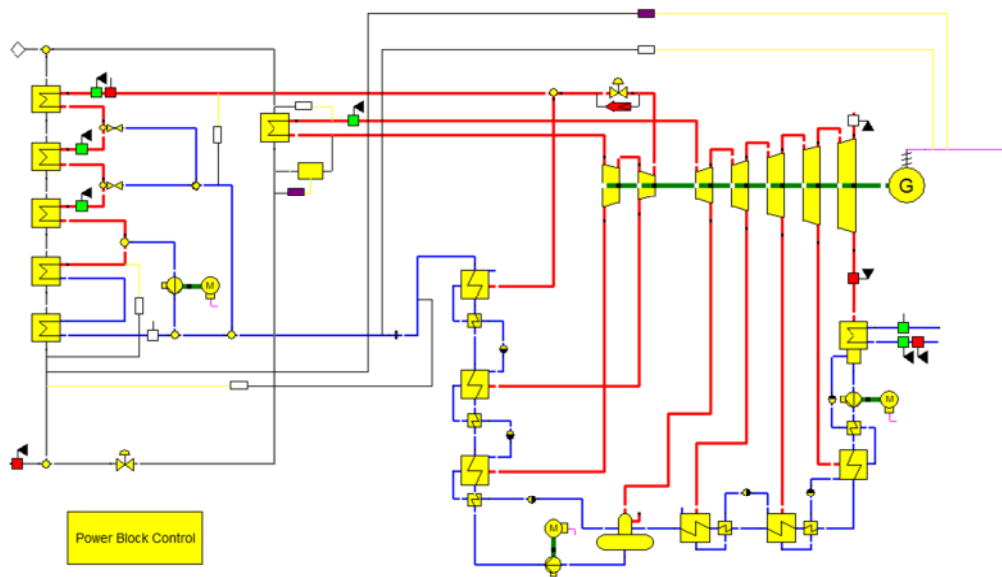
Nun ist der Kraftwerksblock für die Berechnung des Zwangsdurchlaufbetriebs ausreichend konfiguriert. Allerdings sollte der zu modellierende Block auch bei sehr geringen Teillasten betrieben werden können und soll bis zu einer Mindestlast von 15 % im Zwangsumlaufbetrieb operieren. Dadurch muss nun die Regelungsstrategie für den Zwangsumlaufbetrieb implementiert werden. Hierfür wird zunächst die Regelung der Ausgangsleistung verändert. Diese wird bis jetzt über den Speisewassermassenstrom geregelt. Nun ist ein weiterer Regler für den Zwangsumlaufbetrieb erforderlich. Dieser verwendet nun als Stellgröße den Salzmassenstrom im Dampferzeuger, der ansonsten über den Verdampfungsendpunkt geregelt wird. Da der Massenstrom im Umlaufkreis nun konstant bleiben muss, wird er mit Hilfe eines Bauteils 46 nun mit 35,7 kg/s vorgegeben. Der Druck am Austritt des Dampferzeugers bleibt nun aufgrund der Festdruckbetriebsweise bei 60,6 bar. Hieraus resultiert eine Androsselung des Frischdampfes vor der Turbine, da ja wie bereits ausgeführt der Eingangsdruck über das Gesetz von Stodola mit dem Massenstrom korreliert. Dadurch wird die Übertragung des Drucks über die Drosselstelle überflüssig und muss über den entsprechenden Spezifikationswert deaktiviert werden.

Betrachtet man nun das Verhalten des Dampferzeugers und des Zwischenüberhitzers im q-T-Diagramm, so fällt auf, dass ab einem Lastpunkt von 50 % die Ausgangstemperatur am Economiser unter einen Wert von 270 °C fällt. Dies ist per Definition mit dem eingesetzten Solar Salt als Wärmeträgermedium nicht zulässig und wird durch den Einsatz des letzten HD-Vorwärmers vermieden. Die minimale spezifische Enthalpie ist bei Bedarf am Austritt des dritten und letzten HD-Vorwärmers vorgegeben. Da in der entwickelten Schaltung die Temperatur als erstes am Salzaustritt am ECO den kritischen Wert unterschreitet, wird diese Temperatur als Regelgröße herangezogen und auf einen Sollwert von 270 °C eingeregelt. Entsprechend der Systemsystematik bleibt die Regelung bis zur Mindestlast des Kessels aktiv. Die angezapfte und zur Vorwärmung des Speisewassers herangezogene Menge an Frischdampf nimmt bei Verringerung der Dampferzeugerleistung immer weiter zu.

#### 4.2.6 Steuerung des Kraftwerksblockmodells

Da es zu aufwändig und zu fehleranfällig wäre, die Bauteileinstellungen für jeden Lastpunkt per Hand vorzunehmen, muss eine Steuerung implementiert werden. Für eine flexible Simulation ist ein Makro zur automatisierten Zuweisung der lastabhängigen Bauteilspezifikationswerte mit Hilfe von EbsScript implementiert.

Die Steuerung des Kraftwerksblockmodells (vgl. Bild 4.8) wird vor dem entsprechenden Simulationsvorgang durchgeführt. Daher werden die erforderlichen Quelltextzeilen im Pre-processing-Skript hinterlegt. Der entsprechende Quelltext ist in Anhang A.7.1 abgedruckt. Im Wesentlichen besteht das Skript aus dem Lastpunkt als Vorgabe- bzw. Abfragegröße und den Ausgabeparametern, die als Ergebnis des Skriptes vor Programmstart an die entsprechenden Bauteile auf übergeben werden. Das Skript enthält eine Reihe von unterschiedlichen Lastpunktanfragen, aufgrund derer unterschiedlichste Spezifikationswerte dem Modell zugewiesen werden. Die zugewiesenen Werte sind in Parameterstudien ermittelt und dienen oft zur Behebung numerischer Instabilitäten. Daher wird aufgrund des sehr umfangreichen Datenbestandes und der geringen Relevanz auf eine Darstellung im Rahmen dieser Arbeit verzichtet.



**Bild 4.8** Gesamtansicht des fertigen PB-Modells in Epsilon

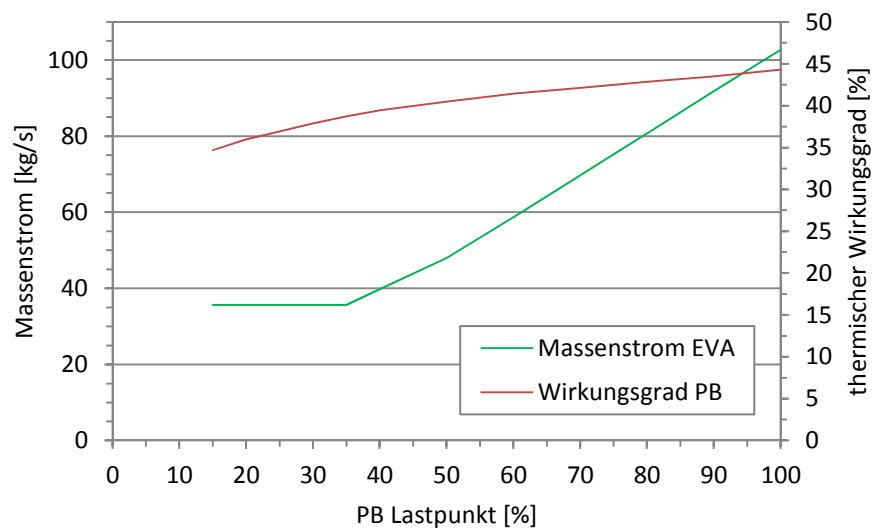
#### 4.2.7 Auswertung des Kraftwerksblockmodells

Das erstellte Modellverhalten des Kraftwerksblocks (vgl. Bild 4.8) wird im folgenden Abschnitt systematisch dargestellt. Aufgrund des großen Umfangs werden nur ausgewählte Leistungsdaten dargestellt. In Bild 4.9 ist das Verhalten des Dampfzeugers, der im modifizierten Gleitdruck betrieben wird, deutlich zu erkennen. Der grüne Verlauf zeigt eine Ab-



senkung des Massenstroms im Verdampfer im Bereich von 100 %-35 % der Nennleistung des Turbosatzes. Diese resultiert im Gleitdruckbetrieb aus dem direkten Zusammenhang der Generatorausgangsleistung und des Dampfmassenstrom, der über die einzelnen Turbinenstufen entspannt wird.

Am sogenannten Benson-Punkt (35 % Teillast) wird, wie schon in diesem Kapitel beschrieben, die Betriebsart des Kessels von Gleitdruck auf Festdruck umgestellt. Dadurch bleibt der Massenstrom im Verdampfer, wie im Bild 4.9 zu erkennen, konstant. Der Mindestlastpunkt des modellierten Systems beträgt 15 % und darf nicht unterschritten werden. Vergleicht man nun die erzielten Ergebnisse mit den Darstellungen in Bild 4.3 auf Seite 22, so lässt sich feststellen, dass der modellierte Dampferzeuger plausibel ist und die in der Fachliteratur [23, S. L 53ff.] beschriebenen Charakteristiken aufweist.

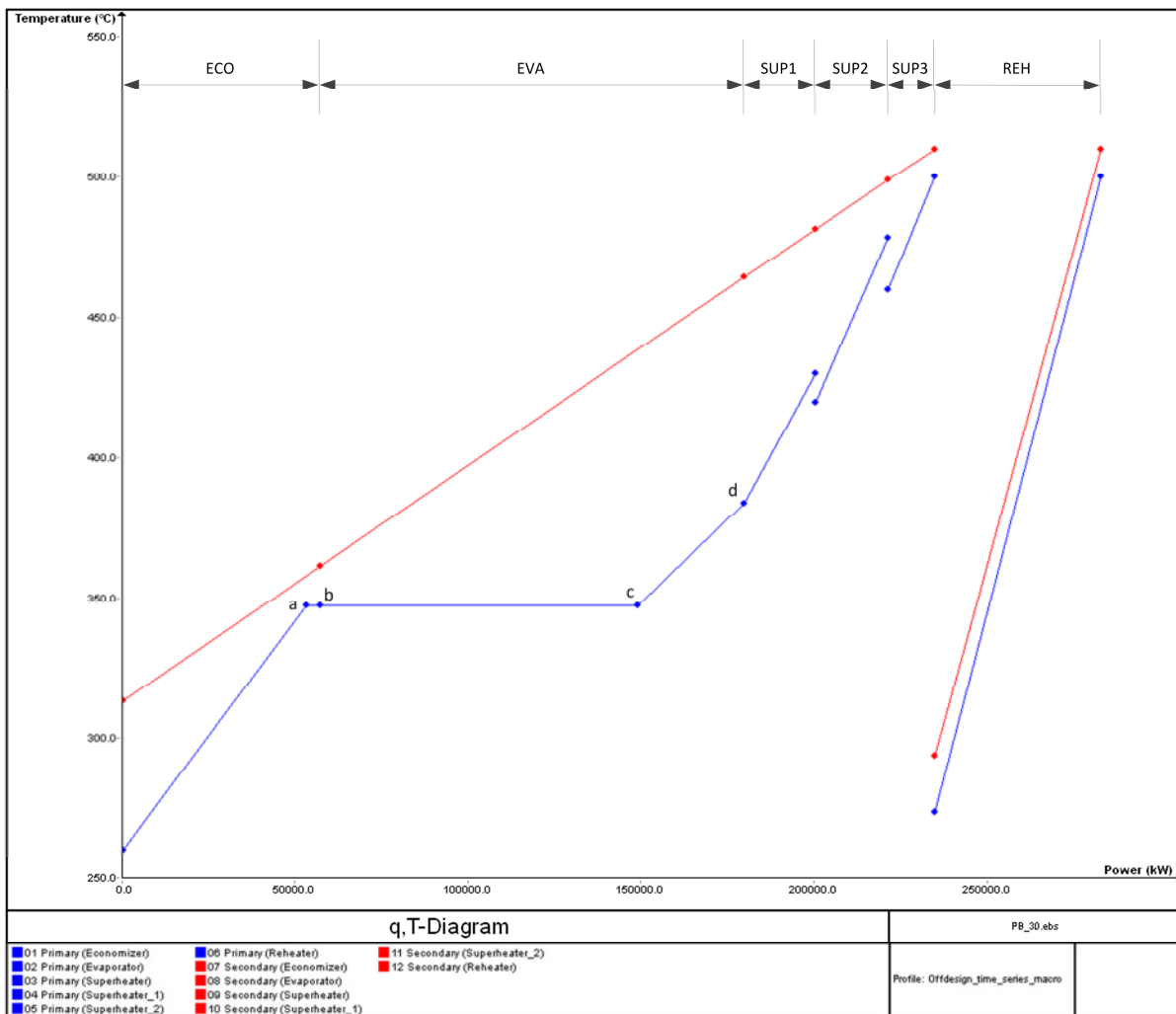


**Bild 4.9** Charakteristik des Dampferzeugers in unterschiedlichen Lastpunkten

Auf der Sekundärachse in Bild 4.9 ist zusätzlich der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses aufgetragen. Wie zu erkennen sinkt dieser durch eine Reduzierung der Blockleistung von ca. 44 % bei Nennlast auf knappe 34 % bei Mindestlast ab.

Da der Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger ein Schwerpunkt der Modellierung ist, wird dessen Teillastverhalten in dieser Arbeit nun noch einmal vertieft betrachtet. In Bild 4.10 ist das q-T-Diagramm des Dampferzeugers im Nennlastpunkt dargestellt. Zu erkennen ist im linken Bereich des Diagramms der eigentliche Dampferzeuger aus Vorwärmer, Verdampfer und den drei Überhitzern. Der rote Graf stellt den Verlauf des Wärmeträgermediums dar. In Blau ist der thermodynamische Zustand des Speisewassers bzw. des Frischdampfes dargestellt. Im dargestellten Fall wird nicht der Design-Punkt des Systems, sondern der Nennlastpunkt im Off-Design dargestellt. Daher verschiebt sich, wie bereits im Kapitel 4.2.1 erläutert, das

Zwei-Phasen-Gebiet. So wird bereits im ECO das vorgewärmte Speisewasser verdampft (Punkte a-b) und im EVA der gesättigte Wasserdampf überhitzt (Punkte c-d). Da im REH der bereits in der Hochdruckturbine teilentspannte Dampf nur zwischenüberhitzt wird, befindet sich das Arbeitsmedium hier nur im dampfförmigen Aggregatzustand.



**Bild 4.10** q-T-Diagramm des Dampferzeugers im Off-Design und Nennlast

Ein weiteres gängiges Diagramm stellt das T-s-Diagramm dar. In Bild 4.11 ist dieses für den modellierten Kraftwerksblock des solarthermischen Kraftwerks abgebildet. Hierbei ist das Zwei-Phasen-Gebiet von Wasser mit Isobaren (in hellblau) und Isovaporen (in hellgrau) zur besseren Einordnung des Kreisprozesses abgebildet. Vom Punkt 1 wird das in den Vorwärmern und Nachkühlern vorgeheizte Wasser in den ECO geführt. Im Dampferzeuger werden die bereits im q-T-Diagramm besprochenen Zustandsänderungen durchgeführt. Die Entspannung in der Hochdruck- und Niederdruckturbine (Punkt 2-3 bzw. 4-5) wird durch rosa Linien in Bild 4.11 dargestellt. Weitere Zustandsänderungen der Vorwärmung und Kondensation sind in dunkelgrün dargestellt.

Abschließend kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass der PB auf Plausibilität geprüft ist und somit zur Systemsimulation im Gesamtkraftwerk herangezogen werden kann.

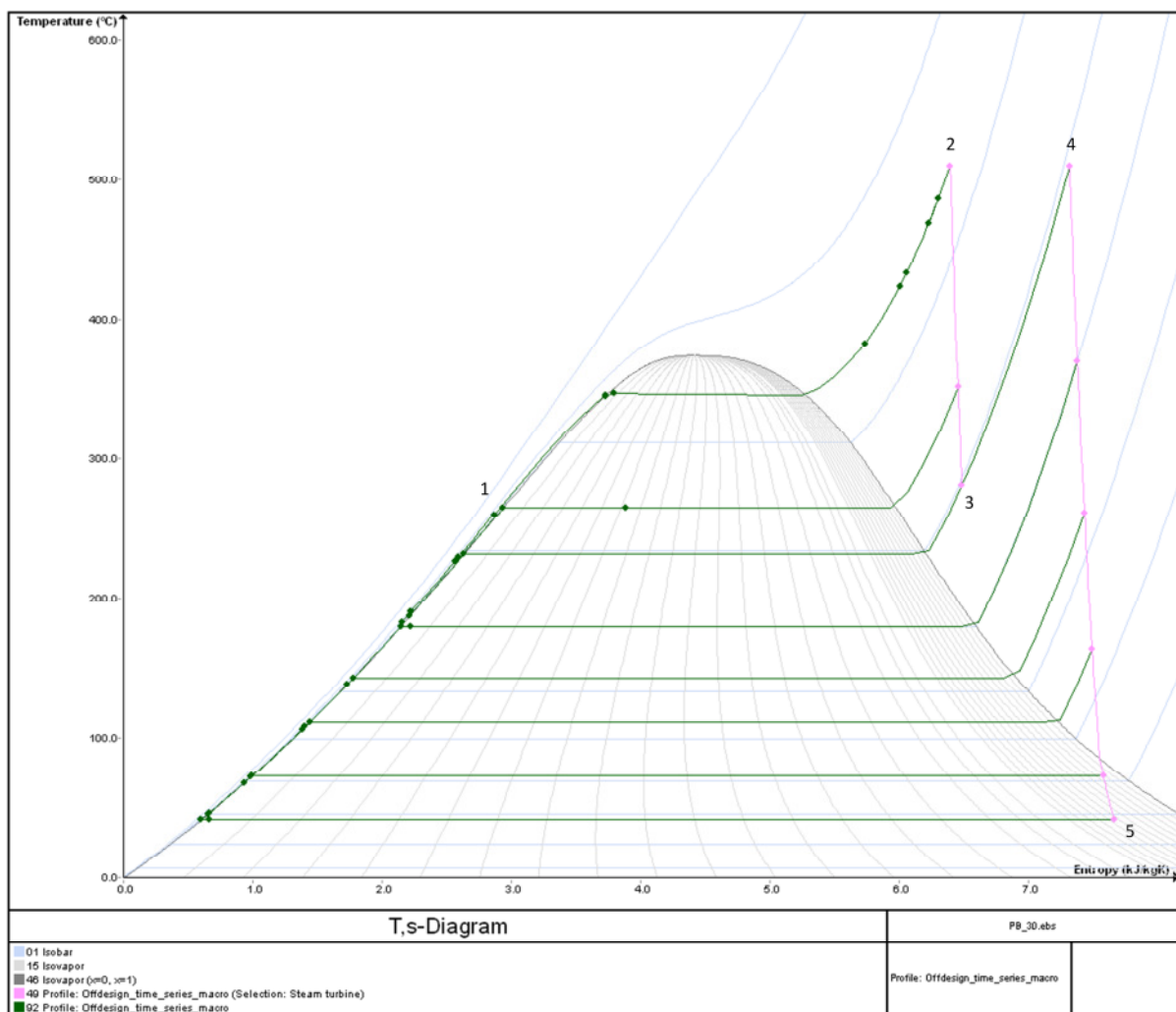
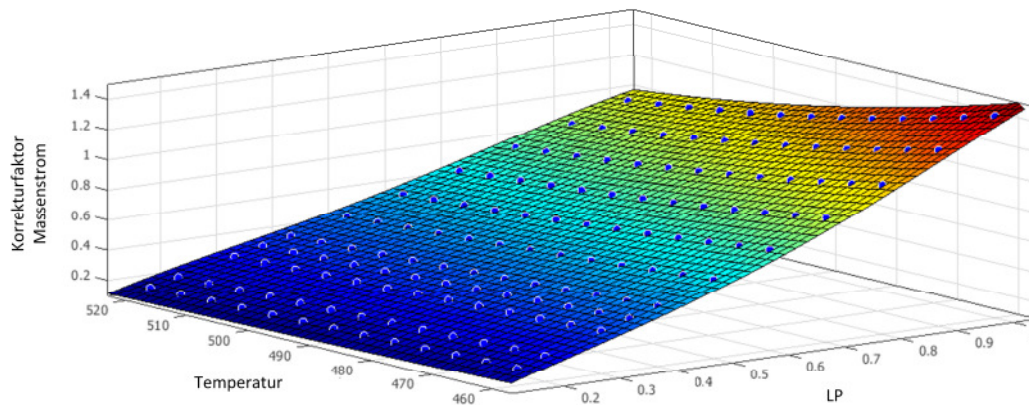


Bild 4.11 T-s-Diagramm des Kraftwerksprozesses im Off-Design bei Nennlast

#### 4.2.8 Erzeugung eines funktionenbasierten Ersatzmodells

Ziel dieses Abschnittes ist es, die numerische Stabilität des Modells im Simulationsbetrieb zu verifizieren. Zusätzlich wird das Modell auch bei niedrigeren Salztemperaturen auf seine Funktionsfähigkeit getestet. Dies gewährleistet, dass beim späteren Kraftwerksbetrieb bereits Salz mit einer Temperatur von 460 °C zur Dampferzeugung verwendet werden kann. Die Temperaturen des Frischdampfes werden dann mit einer Grädigkeit von 10 K neu berechnet und entsprechend eingeregelt. Bei der Auswertung der Simulationsergebnisse zeigt sich deutlich, dass eine numerische Konvergenz in ca. 5 % der Simulationen nicht gegeben ist. Daher muss eine Alternative für die Simulation im gesamten Kraftwerksverbund gefunden werden.

Da für die Simulation des solarthermischen Kraftwerks im Rahmen dieser Arbeit hauptsächlich der Salzverbrauch des Dampferzeugers und des Zwischenüberhitzers von Interesse ist, kann ein Ersatzmodell eingesetzt werden. Dieses ersetzt den Kraftwerksblock und imitiert dessen Funktionalitäten. Diese sind der benötigte Massenstrom, die Ausgangstemperatur des Wärmeträgermediums, der Druckverlust über den gesamten Dampferzeuger und der elektrische Eigenverbrauch des Kraftwerks. Diese Größen hängen von der Vorlauftemperatur der Salzschnmelze und dem Lastpunkt ab. In der Realität wären zusätzlich weitere Abhängigkeiten vorhanden. Dies wäre beispielsweise die Außentemperatur, welche die Leistungsfähigkeit der Kraftwerksrückkühlung beeinflusst. Da in der geplanten Simulation die Wärmesenke des Kreisprozesses nur durch einen Kühlwassermassenstrom modelliert wird, ist bereits hier die Umgebungstemperatur vernachlässigt. Weiterhin können Abwärmeverluste im Turbinenhaus aufgrund der guten Bauteilisolierung im stationären Simulationsmodus vernachlässigt werden.



**Bild 4.12** Funktion des Korrekturfaktors für den Salzmassenstrom im Dampferzeuger

Um nun die Abhängigkeiten in ein numerisch stabiles und möglichst schnell ablaufendes Modell zu implementieren, werden mit Matlab mehrere Polynomfunktion (vgl. Bild 4.12 und Anhang A.5) für die Ausgabeparameter generiert. Hierzu kann die Curve-Fitting-Toolbox eingesetzt werden. In der Programmoberfläche von Matlab werden nun die Salztemperatur, der Lastpunkt und der mit Hilfe von Epsilon ermittelte Korrekturfaktor geladen. Nun werden verschiedene zweidimensionale Polynomfunktionen unterschiedlichen Grades, zur Bestimmung der Korrekturfaktoren für Massenstrom, Salzaustrittstemperatur, Druckverlust und Eigenverbrauch, generiert. Per Definition wird festgelegt, dass das spätere Modell mit einer Salztemperatur von 460 °C bis zu 520 °C zuverlässig arbeiten soll. Aus diesem Grund werden im Temperaturabstand von 5 °C und Lastpunkt Abstand von 10 % mit Hilfe des Epsilon-Modells entsprechende Simulationsdaten erzeugt. Aufgrund der gegebenen Datenpunkte werden die Funktionen auf einem Polynom vierten Grades auf der Achse der Salztempe-

ratur und zweiten Grades auf der Achse des Lastpunktes abgebildet. In Bild 4.12 sind die Simulationsdaten, die zur Generierung des Massenstromkorrekturfaktors herangezogen werden, als blaue Punkte dargestellt. Die je nach Funktionswert eingefärbte Funktion kann mit Hilfe der Gleichung (4.18) und den Koeffizienten für den Massenstrom aus Tabelle 4.4 errechnet werden.

$$f(x,y) = p_{00} + p_{10} \cdot x + p_{01} \cdot y + p_{20} \cdot x^2 + p_{11} \cdot xy + p_{02} \cdot y^2 + p_{30} \cdot x^3 \\ + p_{21} \cdot x^2 y + p_{12} \cdot xy^2 + p_{40} \cdot x^4 + p_{31} \cdot x^3 y + p_{22} \cdot x^2 y^2 \quad (4.18)$$

**Tabelle 4.4** Koeffizienten der Korrekturfunktionen

	Massenstrom	Temperatur LP ≤ 50%	Temperatur LP > 50%	Druckverlust	Eigenverbrauch
$p_{00}$	1,467	-1,143	0,9636	8,784	0,6992
$p_{10}$	-2,165	6,083	0,05239	-57,43	-2,914
$p_{01}$	-0,00537	0,003527	-7,31E-3	-0,03597	-0,002702
$p_{20}$	19,24	-3,293	0,1569	105,1	3,316
$p_{11}$	0,01507	-0,01175	-0,0003564	0,2391	0,01528
$p_{02}$	4,816E-06	-6,851E-07	1,088E-06	3,645E-05	3,12E-06
$p_{30}$	2,333	0,518	-0,202	13,73	4,245
$p_{21}$	-0,0782	0,003826	-2,179E-05	-0,4371	-0,0183
$p_{12}$	-1,56E-05	4,831E-06	4,692E-07	-0,0002442	-1,94E-05
$p_{40}$	-1,363	0	0	-1,857	-0,2324
$p_{31}$	0,001509	0	0	-0,01808	-0,007699
$p_{22}$	7,097E-05	0	0	4,43E-3	2,68E-05

Hierbei ist zu beachten, dass der Lastpunkt als Variable x und die Temperatur des in den Dampferzeuger eintretenden Salzes als Variable y einzugeben sind. Es ergibt sich der Korrekturfaktor für den Massenstrom als  $f(x,y)$ . Wird dieser mit dem Massenstrom auf dem Auslegungspunkt multipliziert, so ergibt sich der aktuelle Wert für den berechneten Teillastfall.

Bei der Bestimmung des Temperaturkorrekturfaktors ergaben sich zwei Schwierigkeiten, die zu einem leicht veränderten Vorgehen führen. Zum einen wird dem System durch die Anzapfung von Frischdampf zur Regelung der Salztemperatur am Austritt des Vorwärmers ein Freiheitsgrad genommen. Hierdurch verändert sich die Korrekturfunktion ab einem Lastpunkt von 50 % schlagartig. Dieses Verhalten führt dazu, dass dieser Umschaltzeitpunkt nicht mit gewünschter Genauigkeit wiedergegeben werden kann.

Zur Lösung dieses Problems werden zwei Korrekturfunktionen zur Bestimmung der Salzaustrittstemperatur des Kraftwerksblocks bestimmt. Diese werden dann über eine Abfrage im späteren Steuerskript je nach Lastpunkt ausgewählt. Zum anderen ist die Funktion in x-Richtung so beschaffen, dass ein Polynom 4. Grades kein gutes Abbild der Funktion ermöglicht. Aus diesem Grund wird eine Funktion 3. Grades auf der Lastpunktachse ausgewählt.

Multipliziert man nun die Korrekturfaktoren mit den Werten aus dem Design-Punkt des Kraftwerksblocks, so erhält man den entsprechenden Wert für den betrachteten Off-Design-Punkt. Wichtig ist bei dem Einsatz solcher Ersatzmodelle die Einhaltung der zulässigen Wertebereiche. Da die Funktion später auch Werte außerhalb dieser Grenzen angibt, wird kein Fehler oder Abbruch der Simulation stattfinden. Allerdings wird folglich ein eventuell falscher Wert von der Funktion zurückgegeben. Die mögliche Abweichung vom Ergebnis des ursprünglichen Epsilon-Modells ist umso größer, je weiter sich die unzulässigen Eingaben von den Grenzbereichen entfernen. Daher ist es erforderlich, während der späteren Programmierung darauf zu achten, dass hier keine Fehler auftreten und mögliche Fehleingaben automatisch erkannt und behoben werden. Die Residuen aller erzeugten Polynomfunktionen sind in Anhang A.5 abgedruckt.

### 4.3 Solarfeld

Aufgrund der besonderen Bedeutung des Solarfelds während dem Anfahrvorgang eines solarthermischen Kraftwerks wird hier besonders detailliert modelliert. Zum Einsatz kommt hier die vom DLR mit entwickelte Solarbibliothek EbsSolar von Epsilon. Dadurch kann die Modellierung der Hauptbestandteile des Solarfelds sehr rasch durchgeführt werden. Durch die stationären Modelle ist es jedoch bisher nicht möglich, das instationäre Verhalten der Kollektoren, Header- und sonstigen Rohrleitungen zu simulieren. Hier ist die Entwicklung einer neuen Strategie zur Einbindung des neu entwickelten indirekten Speicherbauteils 119 erforderlich. Da bis jetzt noch kein gesamtes Solarfeld in einer derartigen Art und Weise abgebildet wurde, liegt der Schwerpunkt der Modellierungsarbeit auf der Entwicklung und Evaluation der instationären Berechnungsstrategie.

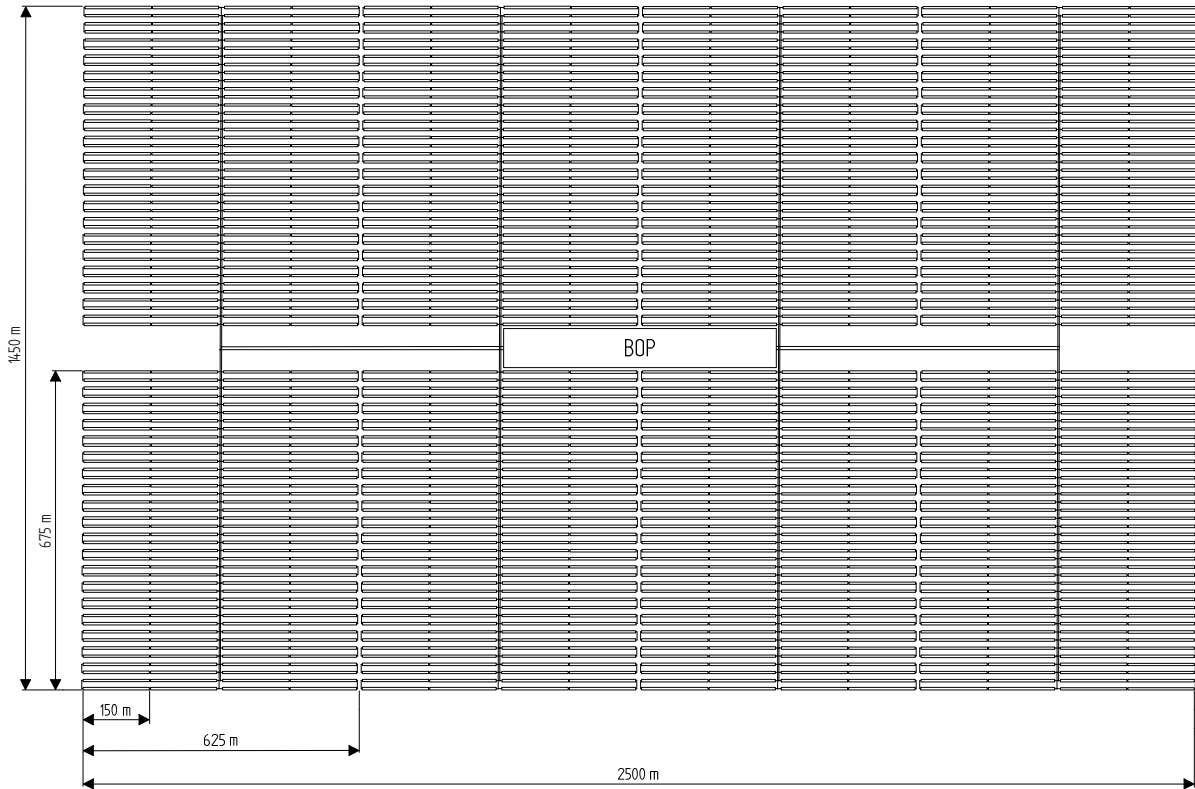
### 4.3.1 Layout

Da das geplante Kraftwerk eine elektrische Bruttoleistung von 125 MW haben soll und einen Tank mit zehn Volllaststunden besitzen soll, muss zunächst die Anzahl der Kollektoren bestimmt werden. Hierfür wird ein überschlägiger Wert für die thermische Nennleistung eines Kollektorloops von 1,9 MW angesetzt. Dieser Wert lässt ganz einfach über einen einfachen Simulationsaufbau ermitteln und gilt im Design-Punkt des Kraftwerks. Dies bedeutet, dass das Kraftwerk am 21.06. 12:00 Solarzeit bei einer Einstrahlung von 850 W/m<sup>2</sup> ausgelegt wird. Der bisherige Erfahrungswert bei solarthermischen Kraftwerken mit Öl als Wärmeträgermedium liegt mit 1,6 MW pro Loop niedriger. Aufgrund der eingesetzten Salzschnmelze kann nun pro Quadratmeter Spiegelfläche mehr Nutzenergie aufgenommen werden. Dies stellt aufgrund eines geringeren Flächenbedarfs und damit sinkender Investitionskosten bereits einen Vorteil der neuen Technik dar. Da das Kraftwerk mit einem Speicher ausgestattet ist, muss das Solarfeld gegenüber dem Kraftwerksblock überdimensioniert werden. Für den geplanten Zehn-Stunden-Speicher ist ein Solar Multiple von 2,1 wirtschaftlich.

Da bei der geplanten Größe ein H-Design aufgrund der hohen Druckverluste nicht in Frage kommt, muss auf ein Doppel-H-Layout zurückgegriffen werden [29]. Hierbei werden die Kollektoren in insgesamt acht Subfelder unterteilt. Mit Hilfe der thermischen Nennleistung des Kraftwerksblocks von insgesamt 282 MW kann die Anzahl der benötigten Kollektoren abgeschätzt werden.

$$n_{\text{loop}} = SM \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{PB,th}}}{\dot{Q}_{\text{loop,th}}} = 2,1 \cdot \frac{282 \text{ MW}}{1,9 \text{ MW}} = 312 \quad (4.19)$$

Für die festgelegte thermische Nennleistung des Kraftwerks ergibt sich eine Loop Anzahl von insgesamt 312. Zur Sicherheit und aufgrund der besseren Aufteilung wird das Kraftwerk mit 320 Loops ausgelegt. Dies entspricht insgesamt einer Kollektoranzahl von 1280. Damit ergibt sich eine Nettospiegelfläche von 1.046.310 m<sup>2</sup>. Bei Anwendung des Doppel-H-Layouts werden somit 160 Kollektoren in insgesamt 40 Loops pro Subfeld angeordnet. Aufgrund der großen Rohrleitungslängen verzögern die entfernter liegenden Kollektorflächen den Anfahrvorgang. Dieser Effekt kann bei der Modellierung zweier Subfelder in der Epsilon-Simulation mit gewünschter Genauigkeit abgebildet werden. In Bild 4.13 ist eine Grundrisszeichnung des modellierten Solarfeldes abgebildet. Darin enthalten sind neben den einzelnen Kollektoren auch die Rohrleitungen zum Kraftwerksblock.



**Bild 4.13** Grundriss des CSP-Kraftwerks mit Doppel-H-Layout

#### 4.3.2 Kollektor

Beim der Berechnung der Kollektoren ist eine Reihe von Berechnungen durchzuführen. Hierzu ist auch die genaue Kenntnis der Solarstrahlung und Solargeometrie erforderlich. Diese Grundlagen sind in Anhang A.1 und A.1 zusammengefasst. Die zur Berechnung von linear fokussierenden Parabolrinnen benötigten Grundgleichungen finden sich im Anhang A.2. Auf wichtige Gleichungen wird in diesem Kapitel eingegangen.

Der optische Wirkungsgrad eines Parabolrinnenkollektor ergibt sich nach [4, S. 140] über den idealen optischen Wirkungsgrad  $\eta_{opt,0}$  zu:

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0} \cdot IAM \cdot \eta_{clean} \cdot \eta_{endloss} \cdot \eta_{endgain} \quad (4.20)$$

Der IAM-Faktor wird durch die Vermessung des Kollektors bei unterschiedlichen Einfallswinkeln ermittelt.

$$IAM = \max \left[ 1 - a_1 \cdot \frac{\theta_i}{\cos(\theta_i)} - a_2 \cdot \frac{\theta_i^2}{\cos(\theta_i)}, 0 \right] \quad (4.21)$$



Die beiden Konstanten  $a_1$  und  $a_2$  für den Kollektor Euro Trough ET150 wurden wie folgt [30] vermessen:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,00010596 \\ a_2 &= -0,00017091. \end{aligned}$$

Die Faktoren für Verschmutzung der Spiegelflächen  $\eta_{\text{clean}}$  und die im Anhang A.2 beschriebenen Wirkungsgrade für Endverluste und -gewinne  $\eta_{\text{endloss}}$  bzw.  $\eta_{\text{endgain}}$  fließen ebenfalls in die Gleichung (4.20) mit ein. In der Simulation werden diese beiden Faktoren jedoch nicht berücksichtigt. Ihr Einfluss ist untergeordnet und damit vernachlässigbar.

Bei konzentrierenden Kollektorsystemen kann nicht die komplette einfallende Energie genutzt werden. Es tritt ein Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{loss}}$  auf.

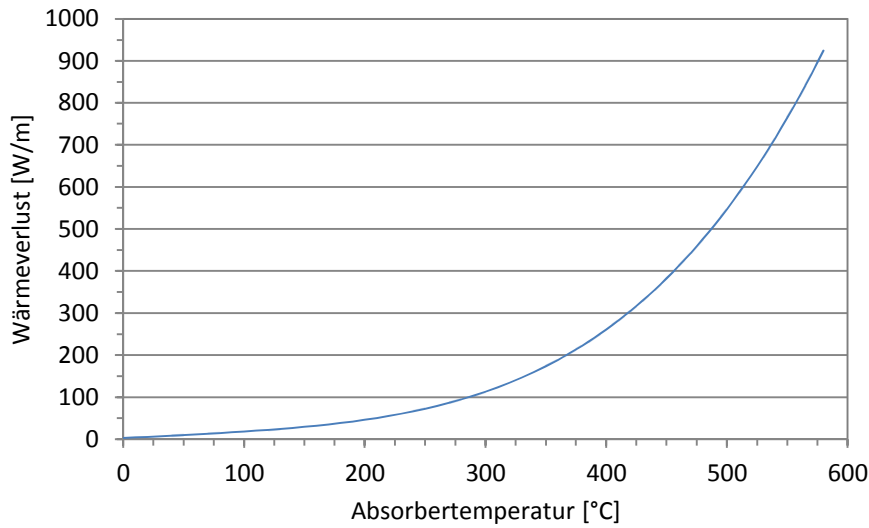
$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} = \alpha_{\text{abs}} \cdot A_{\text{abs}} \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}}) + A_{\text{abs}} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (4.22)$$

Dieser setzt sich aus Konvektions- und Strahlungsverlusten zusammen. Bei den konvektiven Verlusten bestimmt zunächst der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{abs}}$  und die Größe der Absorberfläche die Größe des Verluststroms  $\dot{Q}_{\text{conv}}$ . Diese beiden Verluste können bei Vernachlässigung einer Windströmung über das Absorberrohr in erster Näherung als konstant angesehen werden. Ebenfalls als konstant kann der Emissionskoeffizient  $\varepsilon$  und die Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma$  angesehen werden. Hieraus lässt sich ableiten, dass der Verlustwärmestrom nahezu komplett aus der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des Glashüllrohres  $T_{\text{abs}}$  und der Umgebungstemperatur  $T_{\text{amb}}$  bestimmt wird. Den größten Einfluss hat die Temperaturdifferenz auf die Strahlungsverluste. Hier wirkt sich eine Temperaturänderung durch ihre vierte Potenz wesentlich stärker als bei den Konvektionsverlusten aus.

In der Praxis werden die Kollektoren vermessen und die Faktoren für die konvektiven und strahlungsbedingten Wärmeverluste ermittelt. Der längenspezifische Wärmeverlust des Absorbers PTR70 ist in Gleichung (4.22) aufgeführt [7, S. 1].

$$\dot{q}_{\text{loss}} = 0,141 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \cdot T_{\text{abs}} + 6,48 \cdot 10^{-9} \frac{\text{W}}{\text{m K}^4} \cdot T_{\text{abs}}^4 \quad (4.23)$$

Der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{loss}}$  ist in Bild 4.14 grafisch dargestellt.



**Bild 4.14** Wärmeverlust des Absorbers PTR70 in Abhängigkeit der Übertemperatur

Mit der Kenntnis der bereits aufgeführten Verluste lässt sich nun der gesamte Wirkungsgrad eines Parabolrinnenkollektors wie folgt zusammenfassen:

$$\eta_{\text{col}} = \frac{\dot{Q}_{\text{col}}}{E_{\text{dir},s} \cdot A_{\text{col}}} = \eta_{\text{opt}} - \frac{\dot{Q}_{\text{loss}}}{E_{\text{dir},s} \cdot A_{\text{col}}}. \quad (4.24)$$

Wie bereits im Kapitel 4.3.1 ausgeführt werden zwei Subfelder mit entsprechenden Kollektoren modelliert. Da die Implementierung der gesamten Kollektoren sowohl äußerst zeitaufwändig wäre sowie die Performance der Simulation beeinträchtigen würde, wurde dies beim Entwurf der Bauteile für die Solarbibliothek von Epsilon bereits berücksichtigt. So muss pro Subfeld nur ein repräsentativer Kollektorloop auf dem Workspace platziert und verrohrt werden. Dieser wird dann über Headerleitungen vervielfacht.

Zur Darstellung des thermodynamischen Verhaltens eines linearen Parabolrinnenkollektors beinhaltet die Solarbibliothek von Epsilon das Bauteil 113. Da das Kollektorbau teil im späteren Simulationsbetrieb in jedem Zeitschritt Daten zu Sonnenstand und Einstrahlung benötigt, ist in Epsilon das Bauteil 117 vorhanden. Es gibt Umgebungsdaten an untergeordnete Solarbauteile oder auch normale Kraftwerkskomponenten weiter. Die Sonne erfüllt auch die komplette Berechnung des Sonnenstandes wie er in Kapitel A.1 ausgeführt ist. Das Bauteil 117 (Sonne) besitzt Datum, Uhrzeit, Einstrahlung und Umgebungstemperatur als Eingangsdaten.

Die Hauptparameter der Kollektoren sind entsprechend der Tabelle 4.5 implementiert.

**Tabelle 4.5** Spezifikationswerte der Kollektorbauteile im Design-Punkt

	Value
Collector type	Parabolic trough
Collector length	150 m
Gross aperture width	5,76 m
Optical active portion of aperture	0,9461
Focal length / height of absorber above mirrors	1,71 m
Absorber pipe inner diameter	0,064 m
Row spacing (absolute)	17,28 m
Collector spacing (serial)	0 m
Definition of nominal pressure loss	Calculation
Peak optical efficiency	0,78
Mirror cleanliness factor	0,98
Consideration of optical end effects	Endlosses not considered
Parameter IAM long (const. term)	1
Parameter IAM long (lin. term)	0,00010596 1/°
Parameter IAM long (quad. term)	-0,00017091 1/° <sup>2</sup>
Heat loss (lin. term in T)	1,141 W/m°C
Heat loss (^4 Term in T)	6,48E-9 W/m°C <sup>4</sup>

Die Wandstärke des Schott PTR 70 [31] ist auf 3 mm vergrößert. Diese Abschätzung ist aufgrund des erhöhten Korrosionspotentials durch die nun im Absorber eingesetzte Salzsäuremelze erforderlich. Diese Auslegung wird auch durch den bereits für diese Einsatzbedingungen konzipierten Absorber ASE [32] bestätigt. Da allerdings mit einer weiteren Verbesserung der Absorptionseigenschaften des ASE-Absorbers zu rechnen ist, wird für die vorliegende Arbeit ein abgewandelter PTR 70 Absorber verwendet. Somit können dessen gute thermodynamische Eigenschaften mit einer zukünftigen Beständigkeit gegen Salzsäuremelzen bei der Anwendung des Edelstahls 1.4571 kombiniert werden. Der Reihenabstand von 17,28 m ist bei der Auslegung von Parabolrinnen wie im Anhang A.2 beschrieben am wirtschaftlichsten und entspricht somit dem Stand der Technik. Das Kollektorbauteil 113, bietet die Möglichkeit direkt den auftretenden Druckverlust des Absorberrohrs unter Berücksichtigung der eingestellten Geometrie zu berechnen.

Die Parameter zur optischen Effizienz und der Sauberkeit der Spiegel werden aufgrund von Erfahrungswerten und Vermessungen realer Kollektoren festgelegt. Die Berechnung der Wärmeverluste basiert auf [7, S. 1]. Bei der Anwendung der Gleichung im Rahmen einer Systemsimulation treten gewisse Ungenauigkeiten auf. Diese resultieren in erster Linie aus der herangezogenen Fluidtemperatur zur Berechnung des Wärmeverlustes. Da die Fluidtemperatur aufgrund der Wärmeleitung durch das Absorberrohr geringer ist, werden die

Wärmeverluste etwas zu hoch berechnet. Die Abweichungen sind bei Systemuntersuchungen in einem zulässigen Rahmen.

Während des Betriebs eines Parabolrinnenfelds kann es an Tagen mit guten Einstrahlungsbedingungen vorkommen, dass zu viel thermische Energie produziert wird. Kann diese vom Speichersystem nicht aufgenommen werden, müssen Kollektoren defokussiert werden. Dies bedeutet, dass alle Kollektoren soweit aus der Sonne gedreht werden müssen, bis die Regelung im Kraftwerk den Massenstrom soweit reduziert hat, bis die aktuell eingesammelte Energie dem maximalen Energiebedarf entspricht. Eine entsprechende Regelstrategie ist implementiert.

### 4.3.3 Header-Leitungen

Die bereits modellierten Loops sind im jeweiligen Subfeld zusammengefasst. Hierfür werden die sogenannten Headerleitungen eingesetzt. Der kalte Distribution-Header wird mit Hilfe des Bauteils 114 und der warme Collecting-Header mit Bauteil 115 modelliert. Die Strömungsgeschwindigkeit in den Header ist konstant 2,5 m/s. Dies geschieht durch eine Verjüngung bzw. eine Aufweitung des Querschnitts je nach Art der Headerleitung.

Zur Modellierung eines Loops können die beiden Header-Bauteile über eine Logikleitung miteinander verbunden werden. Dadurch müssen die meisten Einstellungen, zur Definition der Headerleitungen, nur im Distributing-Header vorgenommen werden. Zur Parametrisierung der Headerbauteile muss zunächst die Anzahl der Abzweigungspunkte im Verlauf der Leitung angegeben werden. Wie bereits aus der Auslegung im Kapitel 4.3.1 bekannt, werden pro Headerleitung insgesamt 40 Kollektorloops angeordnet.

Für die Berechnung des Druckverlustes ist eine umfangreichere Berechnung erforderlich. Da pro Rohrsegment der Headerleitung nur der spezifische Druckverlust berechnet werden kann, wird dieser vereinfacht durch eine Funktion zweiten Grades vom Simulationsprogramm bestimmt. Hierfür müssen die spezifischen Druckverluste der Headersegmente an drei Stellen der Leitung bekannt sein. Die ersten beiden Druckverlustwerte werden am Beginn und am Ende der Headerleitung berechnet. Die Position der dritten Stützstelle der Funktion muss vom Anwender vorgegeben werden. Hierfür kann jedes beliebige Rohrleitungssegment herangezogen werden. Allerdings ist zu beachten, dass die Funktion dadurch mit unterschiedlicher Genauigkeit arbeitet. Um den optimalen dritten Funktionswert zur Bestimmung des Druckverlustpolynoms zu ermitteln, werden zunächst alle Druckverluste einer Headerleitung mit Hilfe der entsprechenden Formeln per Tabellenkalkulation errechnet. Anschließend werden diese Werte mit den unterschiedlichen simulierten Werten gegenübergestellt.

Hierfür wird der spezifische Druckverlust mit

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad (4.25)$$

aus [24, S. Lab 1ff.] berechnet. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta$  kann im turbulenten Bereich zwischen  $10^4 \leq Re \leq 10^6$  mit der Gleichung

$$\zeta = \left[ 1,8 \cdot \lg(Re) \right]^{-2} \quad (4.26)$$

ermittelt werden [24, S. Lab 1ff.]. Die zur Berechnung benötigte Reynoldszahl lässt sich über die Definition

$$Re = \frac{\rho \cdot d_i \cdot c}{\eta} \quad (4.27)$$

aus der Fluidichte  $\rho$ , dem Innendurchmesser  $d_i$ , der Strömungsgeschwindigkeit  $c$  und der dynamischen Viskosität  $\eta$  ermitteln. Aufgrund der umfangreichen Berechnungen muss auf eine ausführliche Darstellung im Rahmen dieser Arbeit verzichtet werden. Nach der Auswertung stand fest, dass der Gesamtfehler bei der Berechnung des Druckverlustes über beide Headerleitungen bei der Wahl der zwölften Abzweigungsstelle am geringsten ist. Daher werden alle weiteren Druckverlustberechnungen mit Epsilon aufgrund dieser Auswahl durchgeführt. Mit den so ermittelten spezifischen Druckverlusten lassen sich nun durch deren Summation die absoluten Druckverluste der Headerleitungen ermitteln. Der maximale und damit bestimmende Druckverlust ergibt sich somit aus der Berücksichtigung der gesamten Headerlänge.

In Tabelle 4.6 sind die wichtigsten Auslegungsdaten zu den vier modellierten Headerleitungen der zwei Subfelder aufgeführt. Die Geschwindigkeit  $c$  und der Massenstrom  $\dot{m}$  sind per Definition in allen Headerleitung gleich. Aus dem Massenstrom und der gegebenen Geschwindigkeit lässt sich über die Dichte der Volumenstrom errechnen. Dieser dient dann zur Bestimmung des Innendurchmessers  $d_i$ . Der maximale Druckverlust, wie in Tabelle 4.6 aufgeführt, tritt bei der Betrachtung des letzten an der Headerleitung angeschlossenen Kollektor-Loops auf. Die Wandstärke  $s$  kann über einen Festigkeitsnachweis ausgelegt werden. Da dies jedoch für die geplante Simulation zu aufwändig wäre, wird hier auf eine Abschätzung zurückgegriffen. Die verwendeten Nummerierungen der Headerleitungen und deren Position kann in Bild 4.15 auf Seite 54 nachvollzogen werden.

**Tabelle 4.6** Übersicht über die ausgelegten Headerleitungen

Nr.	$\dot{m}$ [kg/s]	$c$ [m/s]	$d_i$ [mm]	$\Delta p$ [bar]	$s$ [mm]	$\dot{q}_{\text{loss}}$ [W/m]
1	229,6	2,5	248 bis 55	3,2	7,1	200
2	229,6	2,5	258-58	4,3	7,1	200
5	229,6	2,5	248-55	3,2	7,1	200
6	229,6	2,5	258-58	4,3	7,1	200

Auf die Auslegung der bei so langen Rohrleitungen erforderlichen Rohrleitungsbögen im Bereich der Headerleitungen wird in dieser Arbeit verzichtet. Dies vereinfacht die spätere Berechnung der repräsentativen Headerlänge zur Modellierung des instationären Headers. Der zusätzliche Druckverlust durch die Rohrbögen  $\Delta p_{\text{bows}}$  wird grob abgeschätzt und mit Hilfe von Piping-Bauteilen in der Simulation zusätzlich berücksichtigt. Aus diesem Grund setzt sich der Gesamtdruckverlust einer Headerleitung in Tabelle 4.7 aus zwei Teildruckverlusten zusammen.

**Tabelle 4.7** Druckverluste an den modellierten Headerleitungen

Nr.	$\Delta p_{\text{head}}$ [bar]	$\Delta p_{\text{bows}}$ [bar]	$\Delta p_{\text{head,sum}}$ [bar]
1	3,2	1,2	4,4
2	4,4	1,0	5,4
5	3,2	1,2	4,4
6	4,3	1,0	5,3

#### 4.3.4 Versorgungsrohrleitungen

Einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Anfahrzeit des zu simulierenden Solarfeldes haben die Versorgungsrohrleitungen, die die Headerleitungen mit dem Powerblock verbinden. Bei langen Rohrleitungen, die großen Temperaturschwankungen unterliegen, ist die auftretende Längenänderung bei der Erwärmung von Umgebungs- auf Betriebstemperatur bereits bei der Auslegung zu berücksichtigen. Hierbei muss zunächst mit Hilfe des Längenausdehnungskoeffizienten  $\alpha_m$  die Längenzunahme der Headerleitung nach einer Aufheizung berechnet werden [33, S. 109].

$$\Delta l = l \cdot \alpha_m \cdot \Delta T \quad (4.28)$$

Neben der ursprünglichen Länge  $l$  ist hier vor allem die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  von entscheidender Bedeutung. Um einen gewissen Sicherheitspuffer bei einer Überhitzung von Anlagenteilen zu erhalten, wird die gesamte Längenausdehnung mit einer Temperaturdifferenz von 530 K durchgeführt. Dies entspricht einer maximalen Rohrleitungstemperatur von 550 °C. Um die Auslegung möglichst einfach zu gestalten, werden auch die kalten Rohrlei-

tungen auf die gleiche maximale Temperatur wie die heißen Leitungen ausgelegt. Dies wirkt sich letztendlich nur auf die Schenkellänge aus, welche im Gegensatz zu den 90°-Bögen beim letztendlichen Druckverlust vernachlässigt werden kann.

Um die Längenänderung der Rohrleitungen auszugleichen, gibt es in der Praxis verschiedene Verfahren. Spielt der Platzbedarf, wie dies bei solarthermischen Kraftwerken der Fall ist, keine Rolle, so wird auf den Einsatz von U-Bögen in den Rohrleitungen zurückgegriffen. Dies ist eine sehr sichere und robuste Methode, die Rohrleitungen vor Beschädigungen zu schützen. Hierbei ist die Schenkellänge  $l_A$  der Dehnungsausgleichsbögen ohne Vorspannung über

$$l_A = f_{l,\mu} \cdot \sqrt{\frac{\Delta l \cdot d_a}{2}} \quad (4.29)$$

zu errechnen [33, S. 118]. Dabei fließt in die Berechnung neben der bereits mit Gleichung (4.28) ermittelten Längenänderung  $\Delta l$  der auszulegenden Rohrleitung auch der Außendurchmesser  $d_a$  mit ein. Zusätzlich muss noch der Beiwert  $f_{l,\mu}$  über folgende Zusammenhänge [33, S. 113] ermittelt werden:

$$f_{l,\mu} = 0,8 \cdot f_l \quad (4.30)$$

$$f_l = \sqrt{\frac{1,5 \cdot E}{\sigma_{zul}}}. \quad (4.31)$$

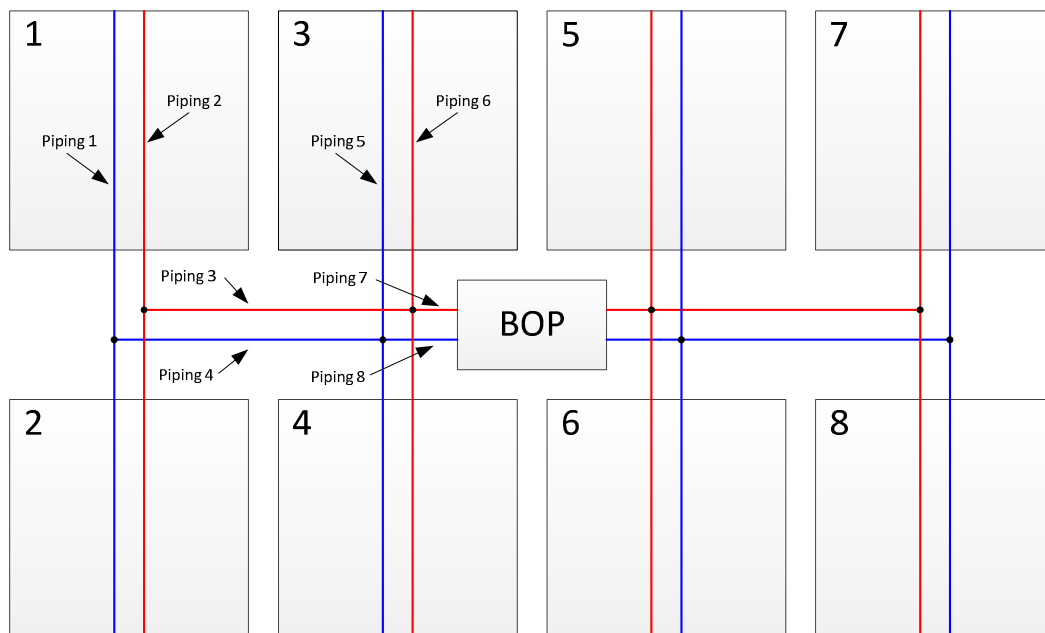
Durch die Dehnungsausgleichsbögen werden in die Rohrleitung pro Bogen zusätzlich vier 90 Grad-Bögen in die Rohrleitung verbaut. Aufgrund der 90°-Bögen entsteht ein zusätzlicher Druckverlust. Dieser kann über

$$\Delta p = \zeta_u \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad (4.32)$$

berechnet werden [24, S. Lac 5ff.]. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_u$  kann über Diagramme je nach Geometrie bestimmt werden. Auch müssen zusätzliche Druckverluste aufgrund der verlängerten Rohrleitung in den Bögen berücksichtigt werden. Diese werden wie herkömmliche Rohrleitungen ausgelegt. Hierfür wird die Gleichung (4.25) verwendet. Zusätzlich muss noch die Verlängerung der Headerleitung zum Abzweigungspunkt des Headers von der Versorgungsleitung berücksichtigt werden. Diese ist genau so lang wie die halbe Breite des Kraftwerksblocks, der zwischen den Kollektorfeldern angeordnet ist. Da keine Flächenauslegung im Zuge der Kraftwerksvorauslegung durchgeführt werden kann, muss die Breite abgeschätzt werden. Hierfür wird eine Breite von 100 m angenommen. Daher ist die zusätzlich

zu berücksichtigende Headerleitung in erster Näherung mit 50 m anzusetzen. Der zusätzliche Druckverlust von Rohrbögen und der Headerverlängerung werden mit Hilfe mehrerer Bauteile 13 in die Rohrleitungen eingebunden.

In Tabelle 4.8 sind die in Bild 4.15 dargestellten Rohrleitungen charakterisiert. Bei der Auslegung ist zu beachten, dass sich die Massenströme aufgrund des Solarfeldlayouts unterscheiden. Dies führt folglich zu unterschiedlichen Innendurchmessern. Auch sind die Längen der Leitungen, wie in Bild 4.13 dargestellt, ebenfalls unterschiedlich. Die Auslegung der Rohrabmessungen dieser Leitungen wird unter der Annahme einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s durchgeführt. Die Wärmeverluste von 200 W/m werden mit Hilfe von hinterlegten Funktionen an die aktuell vorliegenden Temperaturbedingungen angepasst und gelten nur im Design-Punkt des Kraftwerks.



**Bild 4.15** Nummerierung der Rohrleitungen der repräsentativen Subfelder 1 und 3

**Tabelle 4.8** Übersicht über die ausgelegten Rohrleitungen

Nr.	$\dot{m}$ [kg/s]	$c$ [m/s]	$d_i$ [mm]	$\Delta p$ [bar]	$s$ [mm]	$\dot{q}_{\text{loss}}$ [W/m]
3	459,2	2,5	365	1,7	7,1	200
4	459,2	2,5	351	2,2	7,1	200
7	918,3	2,5	516	0,9	7,1	200
8	918,3	2,5	496	1	7,1	200



#### 4.3.5 Instationäres Verhalten des Solarfelds

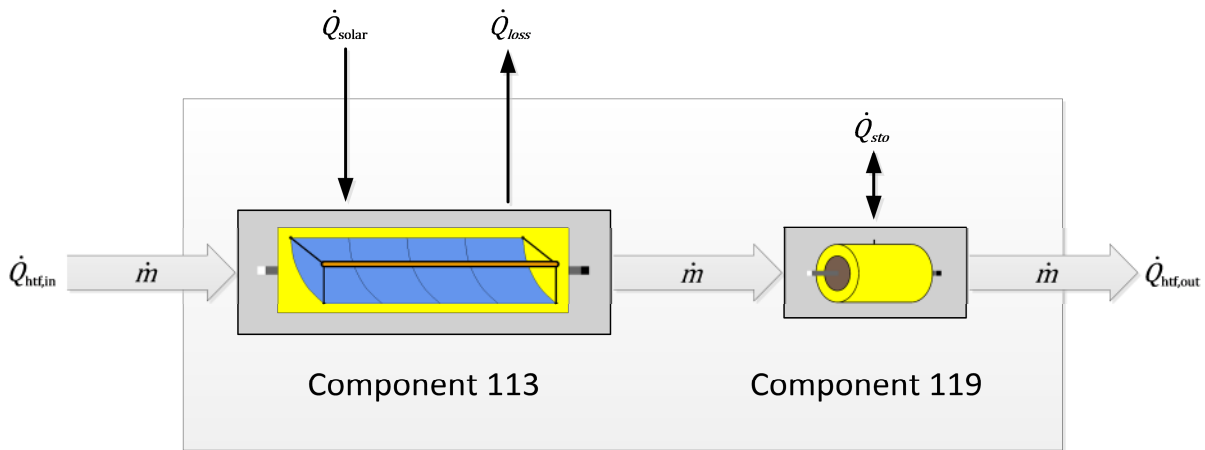
Da mit Hilfe von Epsilon bisher nur stationäres Bauteilverhalten simuliert werden konnte, ist ab der Version 10 ein neues Bauteil enthalten, mit dessen Hilfe instationär gerechnet werden kann. Dieses Bauteil 119 besitzt die Charakteristik einer normalen Rohrleitung. In Verbindung mit der Time Series kann nun im Rohr eine Matrix mit vorzugebender Knotenanzahl gelöst werden. Hierfür ist es erforderlich, dass alle geometrischen Eigenschaften des Rohrleitungsspeichers vor der Simulation spezifiziert werden. Dies sind zunächst Länge und Durchmesser, sowie Stärke der Wandung. Hinzu kommen Werkstoffkennwerte wie Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dichte der eingesetzten Stahlsorte. Da im Rohrleitungsbau zur Minimierung von Wärmeverlusten in der Regel Isolationsmaterial um die Rohrleitungen angebracht wird, kann auch dieses Verhalten im indirekten Speicher simuliert werden. Hierfür sind die Eingabe der Wärmeleitfähigkeit und der Dicke der Isolierungsschicht nötig.

Bei stationären Berechnungen kann das Bauteil nicht instationär gelöst werden. Daher ist es nötig das Bauteil auf einen stationären Zustand umzustellen. Zur Berechnung instationärer Vorgänge muss das Bauteil zunächst initialisiert werden. Hierfür muss das Bauteil während einer stationären Rechnung mit allen erheblichen Startwerten beschrieben werden. Hierbei wird die Spezifikationsmatrix mit den Startwerten aus dieser stationären Rechnung beschrieben. Danach wird die instationäre Rechnung weitergeführt und die Ergebnismatrix neu berechnet. Die Frequenz der Berechnung kann ebenfalls definiert werden. Beispielsweise kann die Berechnung in jedem Zeitschritt durchgeführt werden. Alternativ können die Berechnungen auch nur während jedem vierten Zeitschritt durchgeführt werden. Dadurch beschleunigt sich die Simulationsgeschwindigkeit und die Ergebnisse liegen nach kürzerer Zeit vor.

Zur Berechnung des Wärmeübergangs vom Fluid zur Stahlmasse der Rohrleitung bzw. der Stahlmasse zur Umgebungsluft ist es erforderlich, die entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten zu errechnen und dem Bauteil im Design-Modus vorzugeben. Im Gegensatz zum äußeren Wärmeübergang, der nur von der Umgebungstemperatur beeinflusst wird, wird beim inneren Wärmeübergang die Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. Dieser kann, wie bereits im Kapitel 4.2.1 beschrieben, durch die Angabe eines Nusselt Exponenten charakterisiert werden.

Um das Verhalten des Solarfeldes möglichst realistisch abzubilden, wurde bereits ein stationäres Modell erzeugt. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es zunächst die Modellierbarkeit von transienten An- und Abfahrvorgängen bei solarthermischen Kraftwerksanlagen zu demonstrieren. Hierfür musste ein Modellierungsansatz entwickelt, realisiert und validiert werden. Hierbei waren zu Beginn der Modellierungsarbeiten keinerlei vergleichbare Ansätze mit dem Bauteil 119 in der entsprechenden Fachliteratur veröffentlicht.

Die Modellierung der instationären Vorgänge wird zunächst als Gedankenexperiment mit Bleistift und Papier begonnen. Zunächst musste das bereits vorhandene Kollektorbauteil 113 mit dem indirekten Speicher 119 kombiniert werden. Aufgrund der hinterlegten Gleichungen im Bauteil 113 ist es nicht möglich, den Kollektor, der thermodynamisch betrachtet nur aus dem Absorberrohr besteht, instationär zu berechnen. Aus der Betrachtung des Absorberrohrs wird nun der Ansatz entwickelt, durch eine Reihenschaltung der Bauteile 113 und 119 einen instationären Kollektor zu modellieren. Dabei wird wie in Bild 4.16 dargestellt am Fluidausgang des Kollektorbauteils ein indirekter Speicher nachgeschaltet.



**Bild 4.16** Modellierungsansatz für einen instationären Kollektor

Dabei stellt sich die Energiebilanz des gesamten instationären Kollektors wie folgt dar:

$$\dot{Q}_{htf,in} + \dot{Q}_{htf,out} = \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{loss} + \dot{Q}_{sto} \quad (4.33)$$

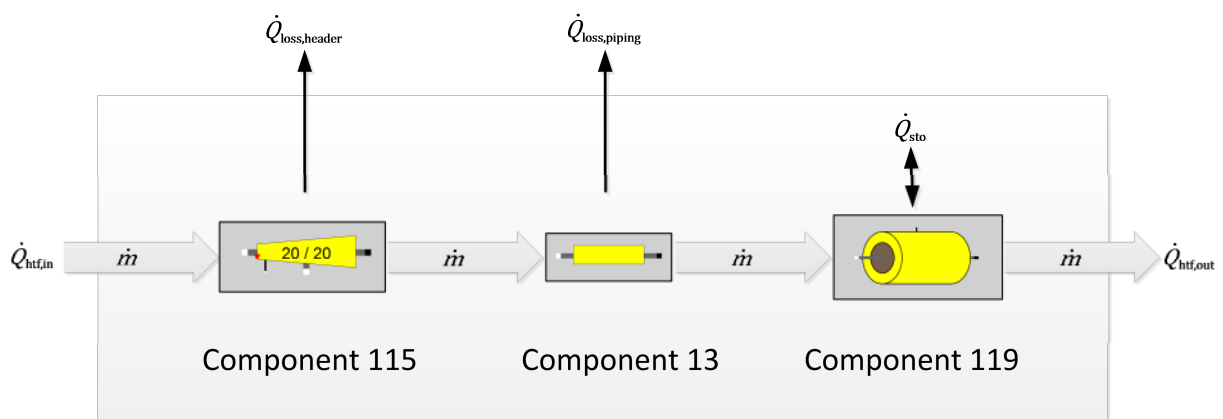
Dem Bilanzraum um die beiden Bauteile wird über den Massenstrom des Wärmeträgermediums eine Leistung  $\dot{Q}_{htf,in}$  und  $\dot{Q}_{htf,out}$  zu- bzw. abgeführt. Ebenso wird in den Sonnenstunden bei fokussiertem Kollektor die Leistung  $\dot{Q}_{solar}$  zugeführt. Davon abzuziehen ist der Wärmeverluststrom  $\dot{Q}_{loss}$  der aufgrund der ständig temperierten Absorberrohre auch in der Parkposition der Kollektoren auftritt.

Da der realisierte Modellierungsansatz nur eine Näherung zu einem realen Kollektor darstellt, ist mit Fehlern bei der Energiebilanz zu rechnen. Im Rahmen der Arbeit werden Überlegungen zur Quantifizierung des Modellfehlers getroffen. Hierbei ist festzustellen, dass die Energie bei einer Aufheizung des Kollektors zu groß berechnet wird. Dies liegt an der Tatsache, dass die instationäre Absorberleitung am Austritt des Kollektors angeschlossen wird. Dadurch wird der gesamte Absorber auf die Austrittstemperatur des Kollektors aufgeheizt. Der Gesamtfehler bei diesem Modellierungsansatz wird in einer geschätzten Größenordnung von ca. 24 % liegen. Die Abschätzung ist ausführlich in Anhang A.7 dargestellt. Aller-

dings ist zu beachten, dass der eigentliche Wärmeübergang in einem Kollektorrohr von außen nach innen und nicht wie modelliert von innen nach außen stattfindet. Dadurch muss die Temperatur des Absorberrohrs im Einklang mit dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik größer als die Fluidtemperatur sein. Durch diese Überlegung wird sich der abgeschätzte Modellfehler etwas verringern.

Bei der Modellierung der instationären Headerleitung (vgl. Bild 4.17) wird mit dem Bauteil 119 ähnlich verfahren wie bei der Modellierung des Kollektorverhaltens. In der dargestellten Black Box wird neben den Headerbauteilen auch ein Rohrleitungs-Element verwendet. Die Energiebilanz des instationären Headers lässt sich demnach wie folgt aufstellen:

$$\dot{Q}_{\text{htf,in}} + \dot{Q}_{\text{htf,out}} = \dot{Q}_{\text{loss,header}} + \dot{Q}_{\text{loss,piping}} + \dot{Q}_{\text{sto}}. \quad (4.34)$$



**Bild 4.17** Modellierungsansatz für eine instationäre Header-Leitung

Bei der Verzögerung der Headerleitung ist zu beachten, dass sich der Massenstrom über die Headerlänge verändert. Daher legt nicht jedes infinitesimal kleine Fluidpartikel, das in das Solarfeld gepumpt wird, auch die gesamte Headerlänge zurück. Aus diesem Grund muss eine repräsentative Länge für die beiden Headerleitungen errechnet werden. Als Annahme für diese Modellbildung muss gelten, dass die Durchlaufzeit des repräsentativen Headers gleich der mittleren Durchlaufzeit aller Salzpartikel im Header ist. Weitergehend muss die Salz- und die Stahlmasse des repräsentativen Headers gleich der realen Headerleitung gesetzt werden. Da in den instationären Bauteilen 119 auch der Wärmeübergang mit berücksichtigt wird, muss auch die Reynoldszahl auftreten. Diese Annahmen gewähren eine möglichst optimale Modellbildung und realistische Ergebnisse.

Wie in [34] beschrieben, wird auch die Headerauslegung in der vorliegenden Arbeit durchgeführt. Hierfür muss zunächst die Salzmasse im realen Header berechnet werden.

$$m_{\text{salt}} = \dot{m} \cdot \frac{l_{\text{sec}}}{c} \cdot \frac{1}{2} \cdot (n+1) \quad (4.35)$$

Hierbei ist in Gleichung neben dem Massenstrom  $\dot{m}$  auch die Länge  $l_{\text{sec}}$  eines Headerabschnitts und die Strömungsgeschwindigkeit  $c$  zu berücksichtigen. Da eine Headerleitung aus insgesamt  $n$  Abschnitten besteht, werden diese ebenso in Gleichung (4.45) mit berücksichtigt. Die so ermittelte Salzmasse lässt nun die Berechnung der Länge des repräsentativen Headers zu.

$$m_{\text{salt}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot l_{\text{rep}} \cdot \bar{\rho}_{\text{salt}} \quad (4.36)$$

Durch die aufgestellte Bedingung, dass die Reynoldszahl und damit die Strömungsgeschwindigkeit der Salzschnmelze im repräsentativen Header gleich sein soll, lässt sich der Innendurchmesser  $d_i$  festlegen. Zusammen mit der errechneten Salzmasse aus Gleichung (4.35) und der gemittelten Dichte  $\bar{\rho}$  ergibt sich die Länge  $l_{\text{rep}}$ . Abschließend kann die mittlere bzw. repräsentative Durchlaufzeit des Headers errechnet werden.

$$\bar{T} = T_{\text{rep}} = \frac{l_{\text{rep}}}{c} \quad (4.37)$$

**Tabelle 4.9** Daten zur Berechnung der repräsentativen Headerleitungen

Nr.	$m_{\text{salt}}$ [kg]	$m_{\text{steel}}$ [kg]	$c$ [m/s]	$\bar{\rho}_{\text{salt}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
1	33.325	22.772	2,5	1.764
2	33.325	21.947	2,5	1.904
5	33.325	22.773	2,5	1.763
6	33.325	21.948	2,5	1904

Da die Abmessungen der Headerleitungen aufgrund der Daten in Tabelle 4.9 in den beiden unterschiedlichen Subfeldern nahezu gleich ausfallen, kann in Tabelle 4.10 eine gemeinsame repräsentative Länge errechnet werden.

Zusätzlich zur errechneten repräsentativen Länge mit 363 m muss noch die Länge der Anschlussleitung, die ungefähr der halben Breite des Kraftwerksblocks entspricht, mit berücksichtigt werden. Hierfür werden weitere 50 m abgeschätzt und hinzuaddiert.

Zuletzt müssen noch die langen Verteiler-Rohrleitungen im Solarfeld instationär modelliert werden. Da es sich um einfache Rohrleitungen ohne Querschnitts- bzw. Massenveränderung

handelt, ist dies eine sehr schnell durchzuführende Aufgabe. In Bild 4.18 ist der Bilanzraum einer solchen Leitung dargestellt.

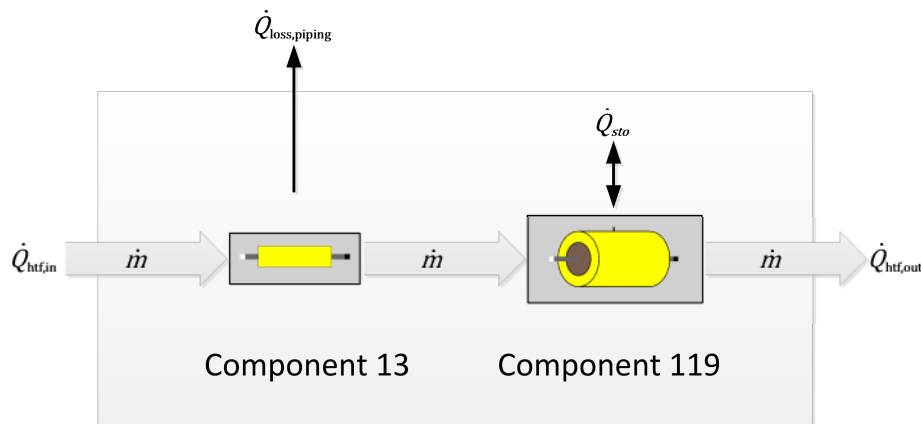
**Tabelle 4.10** Ergebnisse der Auslegung der repräsentativen Headerleitungen

Nr.	$d_i$ [mm]	$d_a$ [mm]	$s$ [mm]	$l_{\text{rep}}$ [m]	$\bar{T}$ [s]
1	25,7	27,6	9	363	145
2	24,8	26,7	9	363	145
5	25,8	27,6	9	363	145
6	24,8	26,7	9	363	145

Die Energiebilanz ergibt sich nach Gleichung (4.38) erneut aus der Gesamtbetrachtung des Bilanzraums zu:

$$\dot{Q}_{\text{htf,in}} + \dot{Q}_{\text{htf,out}} = \dot{Q}_{\text{loss,piping}} + \dot{Q}_{\text{sto}}. \quad (4.38)$$

Hierbei ist wieder zu beachten, dass das Bauteil 119 im stationären Berechnungsmodus keine Wärmeverluste an die Umgebung errechnen kann. Aus diesem Grund ist auch hier wieder ein Rohrleitungsbauteil mit in das instationäre Modell der Verteiler-Leitungen eingeschlossen.



**Bild 4.18** Modellierungsansatz für eine instationäre Verteiler-Leitung

Abschließend müssen noch die Wärmeübergangskoeffizienten der instationären Bauteile ausgerechnet werden. Hierfür wird die Nusselt-Näherungsgleichung nach Dittus-Bölder [27, S. 233] verwendet.

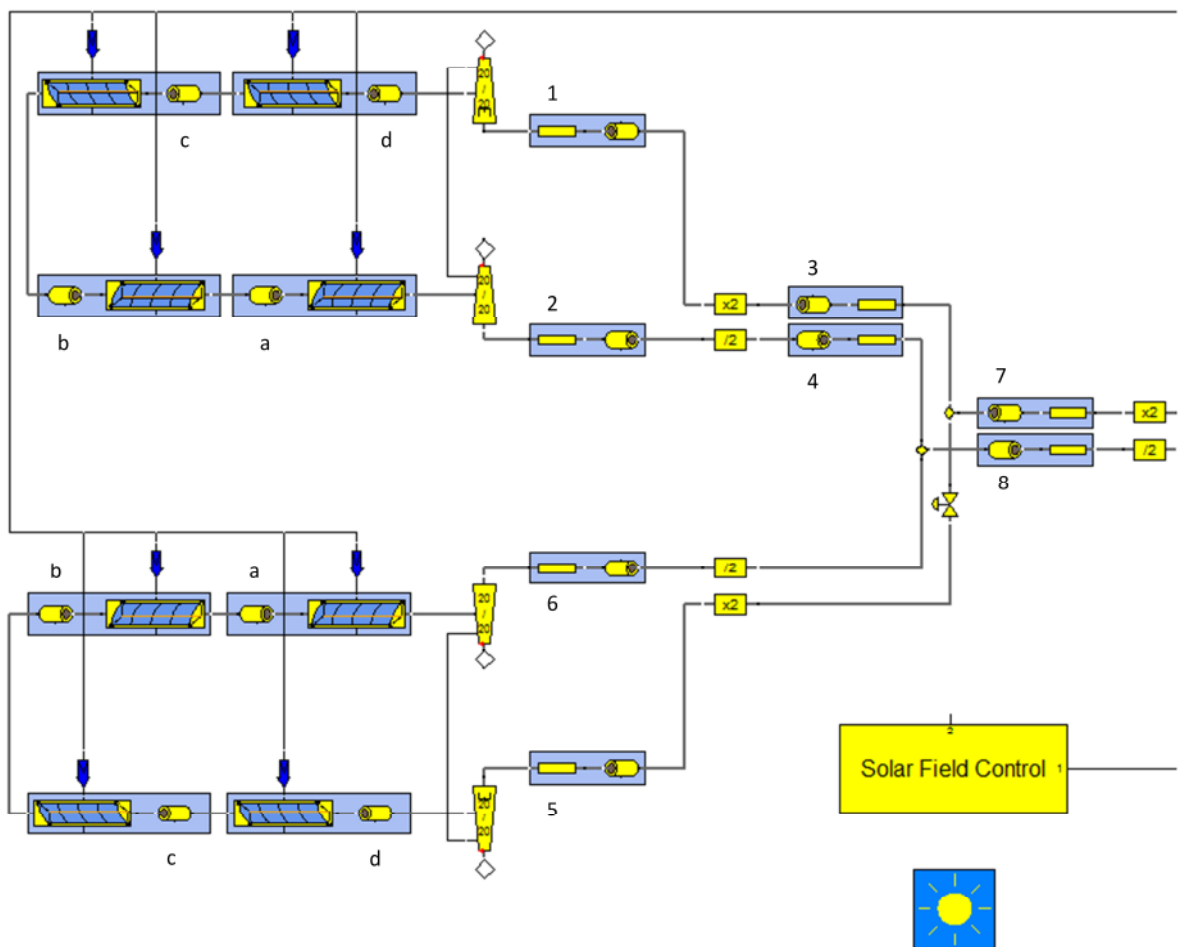
$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.39)$$

Danach kann über die Beziehung aus Gleichung (4.7) der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  errechnet werden. Zur Berechnung der dimensionslosen Strömungskennzahlen werden die Gleichungen (4.8) und (4.9) herangezogen. In Tabelle 4.11 sind die Ergebnisse der Berechnungen zusammengefasst.

**Tabelle 4.11** Wärmeübergangskoeffizienten der instationären Rohrleitungsbauteile

Nr.	$Re$ [-]	$Pr$ [-]	$Nu$ [-]	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
1	710.000	3,7	1.700	4.000
2	270.000	10,6	1.100	2.300
3	1.200.000	3,7	1.700	4.000
4	500.000	10,6	1.100	2.500
5	710.000	3,7	1.700	4.000
6	270.000	10,6	1.100	2.300
7	1.800.000	3,7	3.500	3.700
8	700.000	10,6	2.300	2.300
a	39.000	8,8	225	1.750
b	56.000	6,1	265	2.100
c	72.000	4,6	296	2.400
d	84.000	3,9	317	2.600

Eine Übersicht des modellierten instationären Solarfelds mit der entsprechenden Nummerierung der ausgelegten Bestandteile ist in Bild 4.19 dargestellt.



**Bild 4.19** Solarfeld mit zwei repräsentativen Subfeldern und Rohrleitungen

## 4.4 Thermisches Speichersystem

In solarthermischen Kraftwerken werden dem Stand der Technik entsprechend aktuell sogenannte sensible Wärmespeicher eingesetzt. Das System besteht im Wesentlichen aus zwei großen isolierten Speichertanks. Zwischen den beiden Tanks wird ein Speichermedium umgepumpt werden.

Die nutzbare Wärmemenge im Speichersystem ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$E_{\text{TES}} = c_p \cdot m_{\text{salt}} \cdot (T_{\text{TES,hot}} - T_{\text{TES,cold}}). \quad (4.40)$$

Da das Speichersystem nach gängiger Praxis auf Volllaststunden ausgelegt wird, muss die gespeicherte Energie mit Hilfe dieser Zeit zu:

$$E_{\text{TES}} = P_{\text{PB,FL}} \cdot t_{\text{FL}} \quad (4.41)$$

berechnet werden.

Aus Gleichung (4.40) lässt sich nun mit Einbeziehung von Gleichung (4.41) die erforderliche Salzmasse  $m_{\text{salt}}$  mit Hilfe der nutzbaren Temperaturdifferenz des thermischen Speichersystems  $\Delta T_{\text{TES}}$ , der mittleren Wärmekapazität  $c_p$  des Salzes und der benötigten thermischen Leistung  $P_{\text{PB,FL}}$  des Kraftwerkblocks im Volllastfall zu:

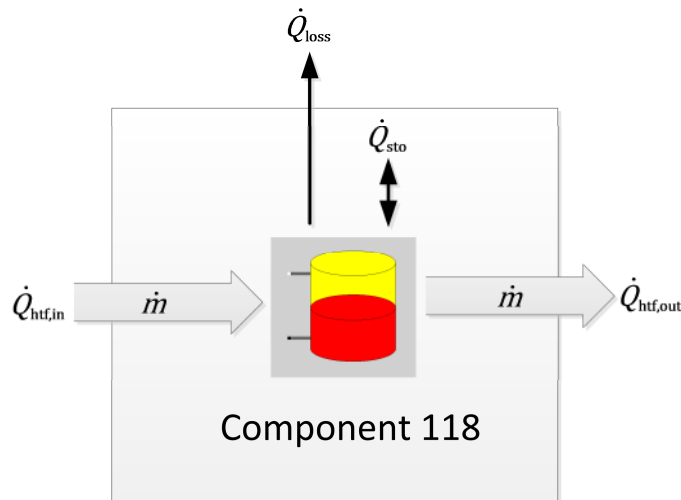
$$m_{\text{salt}} = \frac{P_{\text{PB,FL}} \cdot t_{\text{FL}}}{c_p \cdot (T_{\text{TES,hot}} - T_{\text{TES,cold}})} \quad (4.42)$$

errechnen.

Die Energiebilanz des Speichertanks ergibt sich bei Betrachtung des Bilanzraums in Bild 4.20 zu:

$$\dot{Q}_{\text{htf,out}} + \dot{Q}_{\text{htf,in}} = \dot{Q}_{\text{loss}} + \dot{Q}_{\text{sto}}. \quad (4.43)$$

Hierbei ist zu beachten, dass der Massenstrom der in den Speicher eintritt, im Gegensatz zum indirekten Speicherbauteil vom Austrittsmassenstrom abweichen kann. Dadurch verändert sich der Füllstand und der Tank wird entweder be- oder entladen.



**Bild 4.20** Bilanzraum des thermischen Energiespeichers



**Tabelle 4.12** Spezifikationswerte der Speichertanks

	Kalter TES	Heißer TES
Minimaler Füllstand	1.440.000 kg	1.440.000 kg
Maximaler Füllstand	36.360.000 kg	36.360.000 kg
Speicherdruck	1 bar	1 bar
Speichertemperatur	290 °C	510 °C
Spezifischer Wärmeverlust	0,8 kW/K	0,8 kW/K

Der Tank darf im Simulationsbetrieb unter keinen Umständen an eine Füllgrenze stoßen. Per Definition sind 5 % der Salzmenge im Tank nicht nutzbar. Aufgrund der enormen Größe des Tanks kann die Salzförderpumpe bauartbedingt nur bis zu einer bestimmten Füllhöhe eingesetzt werden. Zudem sind in den Speichertanks elektrische Heizelemente verbaut. Diese verhindern im Notfall eine Erstarrung der Salzschnmelze und dürfen nicht oberhalb des Fluidspiegels liegen. Um Probleme in der Simulationssteuerung zu beheben, wird das untere Level auf 4 % festgelegt. Die maximale Masse im Speichertank wird um 1 % auf insgesamt 36.360.000 kg erhöht. Um nicht an die numerischen Stabilitätsgrenzen zu stoßen, wird die Befüllung des heißen Speichertanks bei einem Füllstand von 99 % gestoppt. Die durch diese Verschaltung nutzbare Masse pro Speichertank beträgt somit 34.200.000 kg.

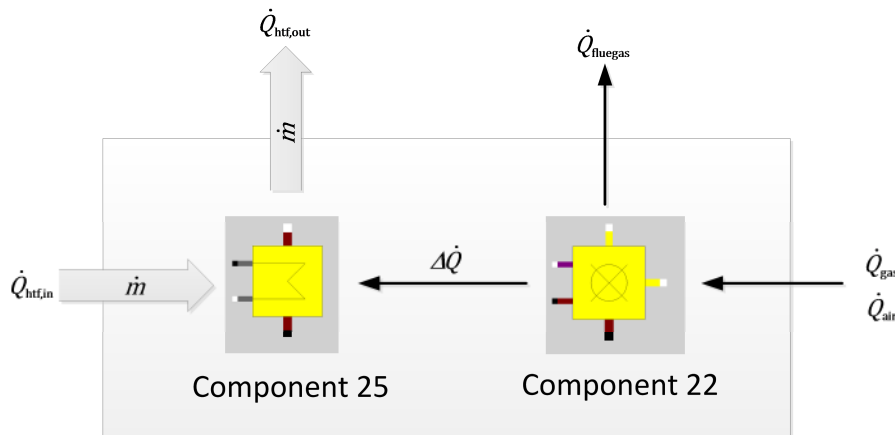
Der thermische Verlust der Tanks wird mit einem Faktor für den spezifischen Wärmeverlust dem Modell vorgegeben. Dieser wird wie in Tabelle 4.12 angegeben mit 0,8 kW/K spezifiziert. Dies entspricht einem Temperaturabfall im heißen Speichertank von ca. 1,25 K pro Tag. Dieser Wert wird aus Erfahrungswerten der aktuell eingesetzten Speichersysteme abgeleitet. Da die Salztemperaturen im simulierten Kraftwerk höher liegen als bei den bisher eingesetzten solarthermischen Kraftwerken mit Öl als Thermofluid, wird der spezifische Wärmeverlust der Speichertanks aus einer Überschlagsrechnung der Erfahrungswerte und der Anpassung an die neuen Temperaturen abgeschätzt. Zu beachten ist, dass der kalte Tank aufgrund seiner geringeren Temperaturdifferenz zur Umgebung deutlich weniger Energie verliert als der heiße Tank. Der gesamte Wärmeverlust  $\dot{Q}_{loss}$  des Speichertanks ergibt sich dann zu:

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{loss,R} \cdot \left( \frac{T_{sto} + T_{new}}{2} - T_{amb} \right) \cdot \Delta t_{timestep} \quad (4.44)$$

## 4.5 Fossiler Zusatzbrenner

Da auch in Zeiten von schlechter solarer Einstrahlung die Salzschnmelze auf Temperatur gehalten werden muss und eventuell zusätzliches heißes Salz zum Betrieb des PB benötigt wird, gibt es in solarthermischen Kraftwerken einen fossil befeuerten Zusatzbrenner. Dieser wird mit Erdgas betrieben und wird entweder zur Unterstützung der Salzerwärmung des

Solarfeldes oder zur Vorwärmung des Salzes vor dem Eintritt in das Solarfeld eingesetzt. Der Erdgasbrenner wird auf ca. 30 % der thermischen Kraftwerksnennleistung ausgelegt.



**Bild 4.21** Modellierung des Zusatzgasbrenners

Betrachtet man den Energiebilanzraum des Zusatzbrenners in Bild 4.21, so ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{htf,out}} + \dot{Q}_{\text{htf,in}} = \dot{Q}_{\text{gas}} + \dot{Q}_{\text{air}} + \dot{Q}_{\text{fluegas}} \quad (4.45)$$

Bei der Betrachtung der Energiebilanz ist auch die Durchführung einer Verbrennungsrechnung erforderlich. Die theoretischen Grundlagen sind in Anhang A.5 aufgeführt.

Die Modellierung des Gasbrennermodells (vgl. Bild 4.22) erfolgt im Wesentlichen durch drei Bauteile aus der Epsilon-Bauteilbibliothek. Die Verbrennung des eingesetzten Erdgases erfolgt mit Hilfe von Komponente 22. Da die Verbrennung möglichst vollständig ablaufen soll, wird die Verbrennungsluft mit

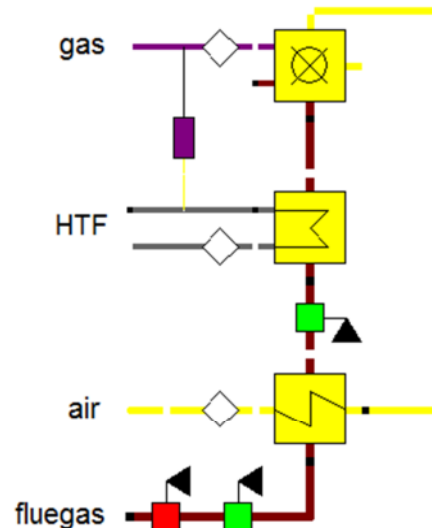
$$\lambda = \frac{I}{I_{\text{min}}} = 1,1 \quad (4.46)$$

überstöchiometrisch zugeführt.

Die Aufheizung des Wärmeträgermediums erfolgt dann in einem Wärmetauscher, der durch Komponente 25 realisiert wird. Um den Gasbrenner mit einem möglichst großen Wirkungsgrad zu betreiben, wird das Modell zusätzlich mit einem Luftvorwärmer zur weiteren Abkühlung des Rauchgases entwickelt.

Das Verhalten des entwickelten Modells ist nun im q-T-Diagramm (vgl. Bild 4.23) dargestellt. Hierbei ist festzustellen, dass eine sehr große Grädigkeit zwischen der auf 510 °C erwärmten Salzschnelze und den theoretischen Rauchgastemperaturen von knapp 1.800 °C

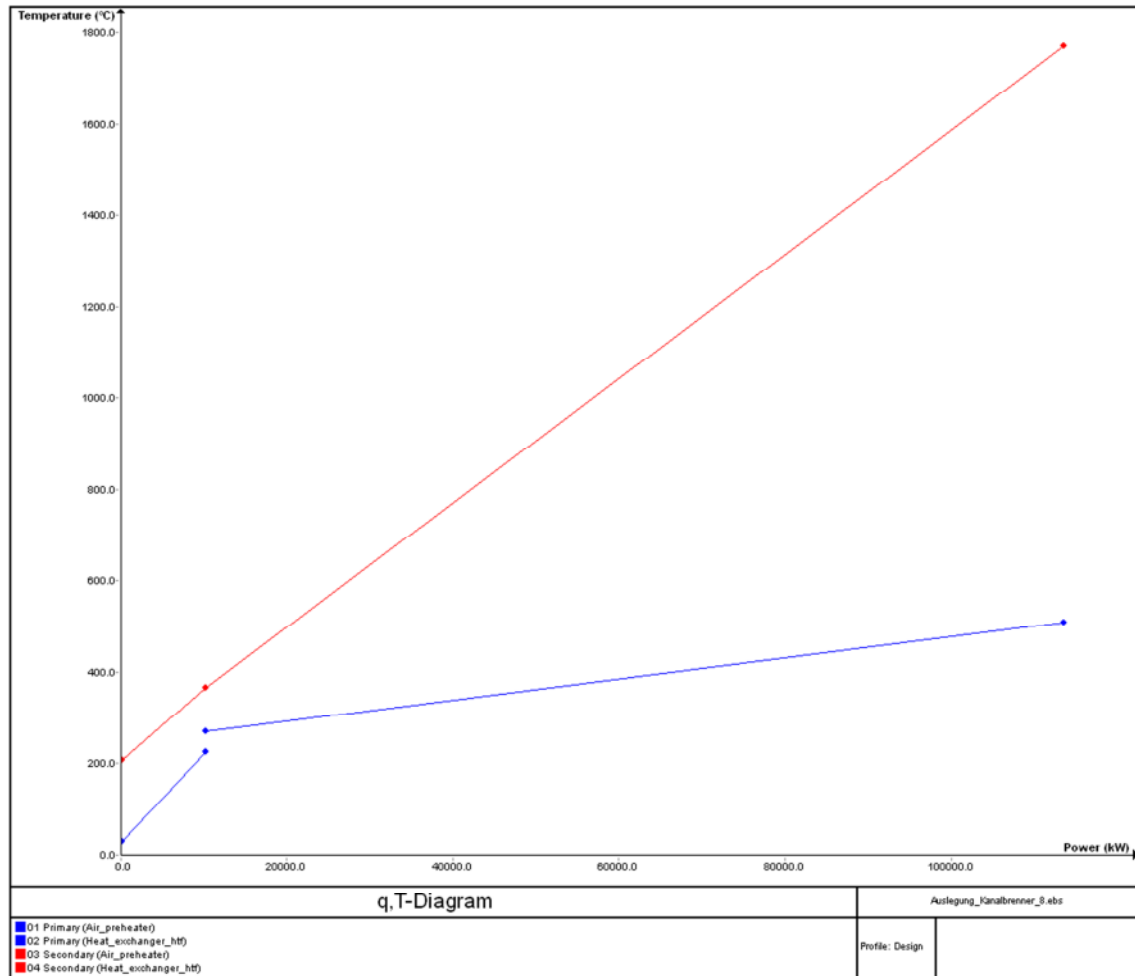
liegt. Diese hohen Temperaturen werden im späteren Brennerbetrieb jedoch praktisch nicht erreicht, weshalb die Werkstofffestigkeit der Wärmetauscher nicht beeinträchtigt wird. Beim Betrachten des q-T-Diagramms muss beachtet werden, dass zwei unterschiedliche Medien vom Rauchgas aufgeheizt werden. So wird im linken Bereich die Rauchgaswärme auf das Medium Luft übertragen, wohingegen der Großteil der Energie an das Wärmeträgermedium übergeht.



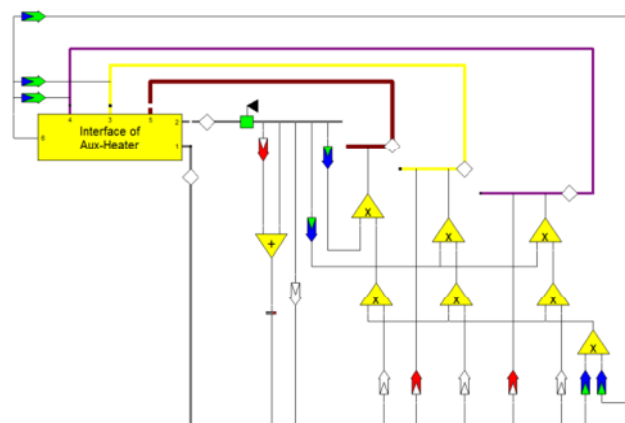
**Bild 4.22** Epsilon-Modell des Gasbrenners zur Erzeugung des Ersatzmodells

Da der Zusatzbrenner später möglichst flexibel über Logiksteuerungen ein und ausgeschaltet werden soll, muss mit Hilfe eines Makros ein Ersatzmodell erstellt werden. Hierfür wird nicht wie bei der Erstellung des Ersatzmodells für den Kraftwerkblock auf eine Skriptlösung zurückgegriffen, sondern eine Schaltung mit Signalübertragern (Bauteil 36) entworfen. Diese vollständige Schaltung in Bild 4.24 ist dann in das Makro „Aux-Heater“ integriert.

Mit Hilfe der Kennlinienfunktion des Signalübertragers können aufgrund des vorgegebenen Salzmassenstroms die Massenströme von Rauchgas, Luft und Erdgas errechnet werden. Da die benötigten Massenströme direkt von der Vorlauftemperatur des Salzes und der Temperatur der Verbrennungsluft und des Erdgas abhängen, werden die bestimmten Massenströme jeweils mit einem Korrekturfaktor multipliziert. Der ebenfalls durch eine Kennlinie generierte Druckverlust wird aufgrund der Verschaltung im späteren Kraftwerk immer zum Ausgangsdruck des Salzes hinzuaddiert und auf die Eingangsleitung der Salzschnmelze übertragen. Sämtliche Kennlinien werden mit Hilfe von zuvor simulierten Datensätzen ermittelt, normiert und in den jeweiligen Signalübertragern hinterlegt. Mit Hilfe des Makro-Interface werden sämtliche Massenströme an den übergeordneten Epsilon-Workspace übertragen und können dort auch mit Wertekreuzen abgefragt werden.



**Bild 4.23** q-T-Diagramm des fossilen Zusatzbrenners



**Bild 4.24** Ersatzmodell des Zusatzbrenners im Makro

## 4.6 Übersicht über das Gesamtkraftwerk

In diesem Abschnitt werden die vorangegangenen Komponenten zum Gesamtsystem verschaltet. In Bild 4.25 ist das Gesamtmodell dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die solaren Kraftwerkskomponenten sowie die beiden Speichertanks. Von den Modellen des Kraftwerksblock und des Zusatzbrenners ist nun nichts mehr zu erkennen. Alle benötigten Funktionalitäten sind nun direkt im Quelltext hinterlegt.

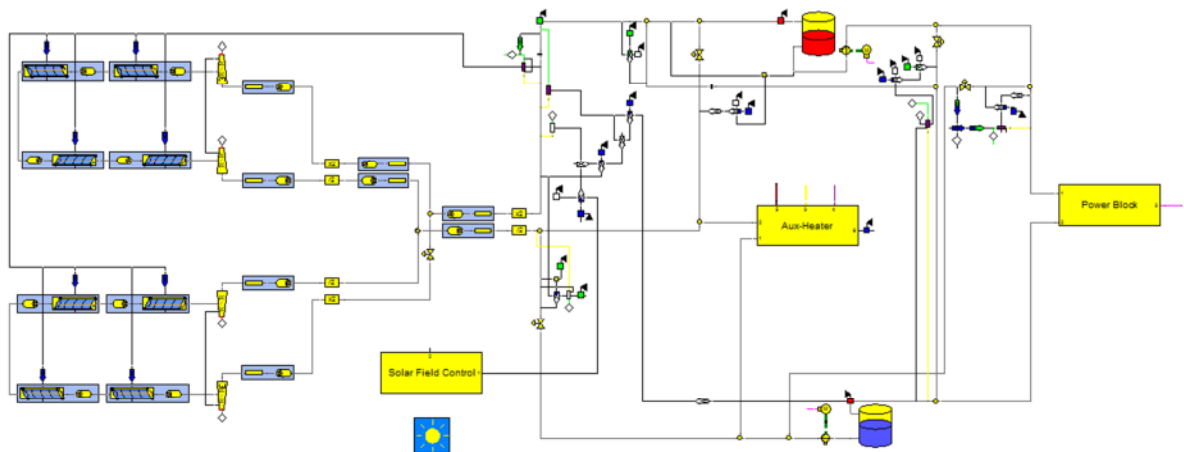


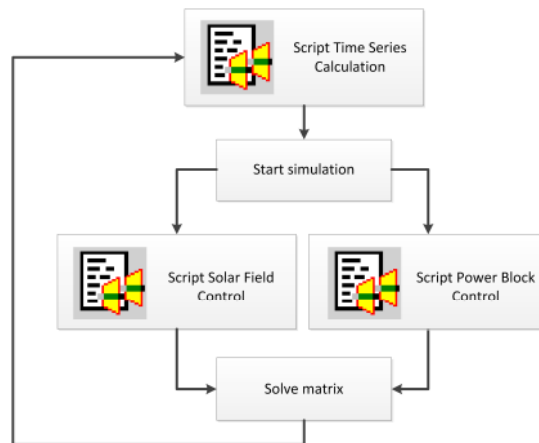
Bild 4.25 Gesamtansicht des Kraftwerkmodells

## 4.7 Steuerungskonzepte

Da nun zwar ein vollständiges Kraftwerksmodell erstellt ist, dieses aber nicht dem realen Vorbild entsprechend selbstständig verschiedene Betriebszustände durchfahren kann, muss ein Steuerungskonzept (vgl. Bild 4.26) entwickelt werden. Basis hierfür ist die schon angesprochene Time Series. Von hier aus wird die eigentliche Zeitreihensimulation vom Anwender später angestoßen.

Anhand der vorgegebenen Umgebungs- und Zeitdaten arbeitet Epsilon nacheinander die einzelnen Zeitschritte ab. Basierend auf dieser Abfolge kann nun in jedem Zeitschritt ein Skript „Time Series calculation“ aufgerufen werden. In dieses Skript können beliebige Abfrage- und ProgrammROUTINEN integriert werden. Sind diese abgearbeitet, wird über das Skript die eigentliche Simulation angestoßen. Bevor nun aber der Algorithmus mit dem Lösen des aufgestellten Gleichungssystems beginnen kann, müssen vorher alle notwendigen Spezifikationswerte in das Modell geschrieben werden. Dies geschieht jeweils getrennt für den Kraftwerksblock und das Solarfeld. Damit dies zuverlässig geschehen kann, müssen im Programmcode die entsprechenden Abfragen und Entscheidungsstrukturen hinterlegt wer-

den. Sind alle Eigenschaften von den beiden Skripten zugewiesen, kann Epsilon mit der Iteration und somit der Berechnung des Zeitschritts beginnen. Ist eine auskonvergierte Lösung bzw. ein Residuum von  $10^{-7}$  erreicht, wird die Iteration beendet und die Ergebniswerte in die aktuelle Zeile der Time Series geschrieben. Anschließend wird der Vorgang für den nächsten Zeitschritt erneut wiederholt.



**Bild 4.26** Hierarchischer Entwurf des Steuerungskonzepts

### 4.7.1 Kraftwerksblock

Da das geplante solarthermische Kraftwerk mit einem 10 Stunden Speicher ausgerüstet wird, kann auch nach Sonnenuntergang Strom produziert werden. Allerdings reicht die gespeicherte Salzmenge nicht aus, um einen Volllastbetrieb rund um die Uhr zu realisieren. Aus diesem Grund ist es erforderlich, ein Verfahren zu entwickeln, mit dem der bereits im Kapitel 4.2 modellierte stationäre Kraftwerksblock auch an- bzw. abgefahren werden kann.

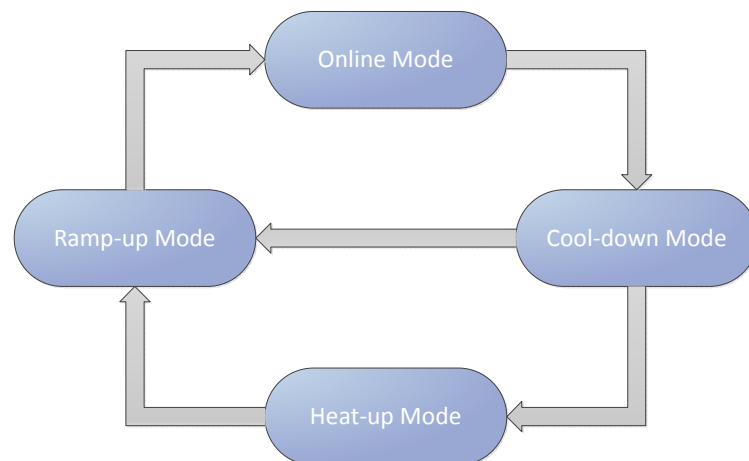
Für diese instationären Betriebszustände gibt es festgelegte Vorschriften die vom Betriebspersonal eingehalten werden müssen. Diese Vorschriften müssen nun in das Modell integriert werden. Der bereits modellierte Dampferzeuger ist nur im theoretischen Modell bekannt. Dies bedeutet, dass weder die geometrischen Abmessungen, noch die verbauten Stahlmassen bekannt sind. Beide Daten sind ausschlaggebend für die benötigten Energiemengen. Weiterhin ist es nicht sinnvoll, den gesamten Kraftwerksblock als instationäres Modell auszuführen. Dies würde bedeuten, dass alle Rohrleitungen und Kraftwerkskomponenten als transiente Modelle hinterlegt werden müssten.

Aufgrund der geschilderten Ausgangslage muss eine praktikable Lösung gefunden werden. Hierfür werden zunächst die grundsätzlichen Anforderungen an den Modellierungsansatz formuliert.

Dies sind im Einzelnen:

- Lastabsenkung des PB von jedem beliebigen Lastpunkt auf Mindestlast
- Berücksichtigung des Energiebedarfs im Abkühlmodus
- Simulation verschiedener Auskühlverhalten
- Anfahrvorgang unter Berücksichtigung der Stillstandszeit
- und Ausgabe von Massenstrom, Druckverlust, Salzaustrittstemperatur und elektrischer Leistung des Turbosatzes.

Zur Lösung der Problemstellung bietet sich eine Programmierung in EbsScript an. Da bereits der PB im stationären Zustand über ein solches Skript realisiert wird, ist eine Erweiterung problemlos möglich. Daher wird zusätzlich zum Online-Modus ein Cool-down, ein Heat-up und ein Ramp-up-Modus hinzugefügt. Diese können nur in der im Bild 4.27 dargestellten Reihenfolge durchlaufen werden.



**Bild 4.27** Abfolge der unterschiedlichen Betriebsarten des PB-Modells

Befindet sich der Kraftwerksblock im Online-Betrieb, so produziert er am vorgegebenen Lastpunkt solange Strom, bis der Salzvorrat im heißen Speichertank aufgebraucht ist. Automatische Laständerungen sind im aktuellen Modell nicht vorgesehen. Es kann also keine nachfrageorientierte Stromerzeugung simuliert werden. Allerdings kann der Block manuell vom Nutzer gesteuert werden. Hierfür wird eine eigene Spalte in der Time Series angelegt. In dieser können vor Simulationsstart Befehle hinterlegt werden. Diese werden dann im entsprechenden Zeitschritt ausgeführt. So kann der Anwender den Lastpunkt über die Time Series Spalte „Load Change PB“ mit den Befehlen -1 oder 1 entsprechend der Laständerung pro Minute, die vorher im Spezifikationsmenü des Makros vorgegeben wird, verschieben. Bleibt die Spalte leer wird auch der Lastpunkt unverändert in den aktuellen Zeitschritt mit übernommen. Erreicht der heiße Speichertank ein vorgegebenes Abfahrlevel, so wird automatisch vom Skript der Shutdown des Blocks eingeleitet. Da dieser genauso wie eine

Laständerung durchgeführt wird, ist er ein Unterprozess des Online-Betriebs. Daher erscheint er auch nicht gesondert im Ablaufdiagramm in Bild 4.27. Der einzige Unterschied zum manuellen Lastwechsel ist also beim Shutdown die automatisierte Steuerung. Hat der Block nun die Mindestlast von 15 % erreicht, so wird er außer Betrieb gesetzt und der Abkühlmodus eingeleitet.

Da es bezüglich des Abkühlverhaltens von Dampferzeugern, die mit einer Salzschnmelze beheizt werden, noch keine Erfahrungswerte gibt, sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit zwei unterschiedliche Ansätze entwickelt werden.

Beide Strategien sind im Wesentlichen die Beheizung des PB während der Stillstandszeiten durch:

1. Salz aus dem heißen Tank mit einer Solltemperatur von 510 °C
2. Salz aus dem kalten Tank mit einer Mindesttemperatur von 290 °C

Diese beiden Strategien stellen die Extrempunkte aller denkbaren verfahrenstechnischen Möglichkeiten zur Temperierung der Wärmetauscher des Dampferzeugers dar. Daher sind sie für eine erste Betrachtung im Rahmen dieser Arbeit ausgewählt.

Da wie bereits angesprochen keine Informationen über die detaillierte Auslegung des Dampferzeugers vorliegen, muss der Energieverlust des Blocks im Abkühlbetrieb abgeschätzt werden. Weiterhin ist eine Schätzung für den restlichen Kraftwerksblock erforderlich, da auch beispielsweise die Turbinenstufen auskühlen. Es wird daher die Annahme getroffen, dass bei der Strategie 1 der gesamte Block auf Temperatur gehalten wird und auch die Turbinen mit einem sehr geringen Dampfmassenstrom beheizt werden. Dieser muss so groß gewählt sein, dass alle thermischen Verluste ausgeglichen werden. Als Abschätzung wird hierfür insgesamt 2 % der thermischen Nennleistung als Verlust angesetzt. Dieser muss über einen Salzmassenstrom, dessen Ausgangstemperatur auf 290 °C definiert wird, in den Dampferzeuger kontinuierlich eingebracht werden. Diese Strategie ist beispielsweise bei kurzen Stillständen von wenigen Stunden denkbar. Im Gegensatz dazu wird bei Strategie 2 die Temperatur des Salzvorgangs deutlich abgesenkt. Dabei wird auch angenommen, dass nur der Dampferzeuger auf dem erforderlichen Temperaturniveau gehalten wird, um genau wie bei der ersten Abkühlstrategie Schäden durch die Auskristallisation der Salzschnmelze zu verhindern. Daher wird der Energiebedarf zur Beheizung des Blocks tendenziell absinken. Allerdings wird sich dieser Betriebsmodus auf die Anfahrzeit des Blocks auswirken, welche sich durch diese Strategie verlängern wird. Als Richtwert für den anzunehmenden thermischen Verlust des Dampferzeugers wird aufgrund der angenommen sehr guten Isolation der Bauteile auf 1 % der thermischen Nennleistung abgeschätzt. Da nun auf einem niedrigeren Temperaturniveau beheizt wird und durch die größere Strömung auch der Wärmeübergang besser wird, kann die Ausgangstemperatur auf 270 °C festgelegt werden. In Tabelle 4.13 sind ausgesuchte Parameter der beiden unterschiedlichen Strategien direkt gegenübergestellt.



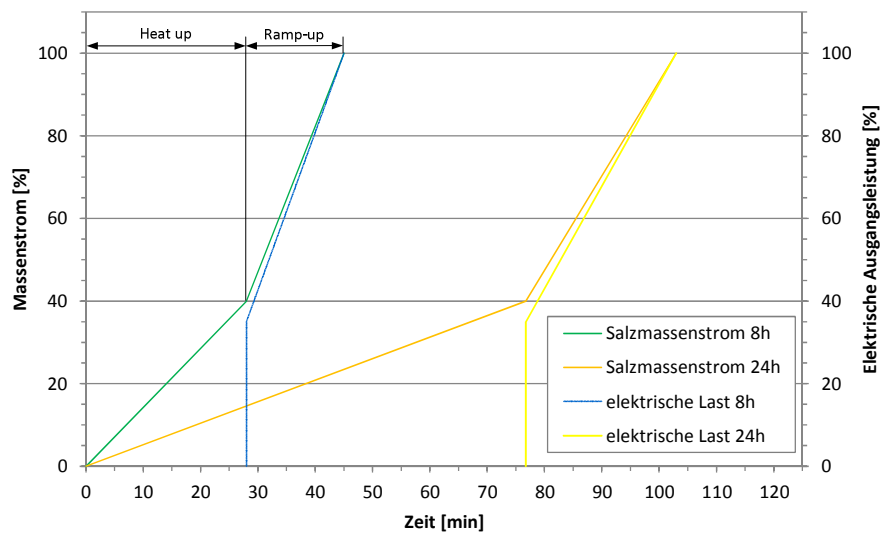
**Tabelle 4.13** Gegenüberstellung der beiden Abkühlstrategien

		Strategie 1	Strategie 2
$T_{\text{in,salt}}$	[°C]	510	min. 290
$T_{\text{out,salt}}$	[°C]	290	270
$\Delta T_{\text{salt}}$	[K]	220	20
$\dot{Q}_{\text{th,DP}}$	[kW]	282110	282110
$\frac{\dot{Q}_{\text{loss,PB}}}{\dot{Q}_{\text{th,DP}}}$	[%]	2	1
$\dot{Q}_{\text{loss,PB}}$	[kW]	5642	2.821
$c_{\text{p,salt}}$	[kJ/kgK]	1,516	1,496
$\dot{m}_{\text{salt}}$	[kg/s]	17	94

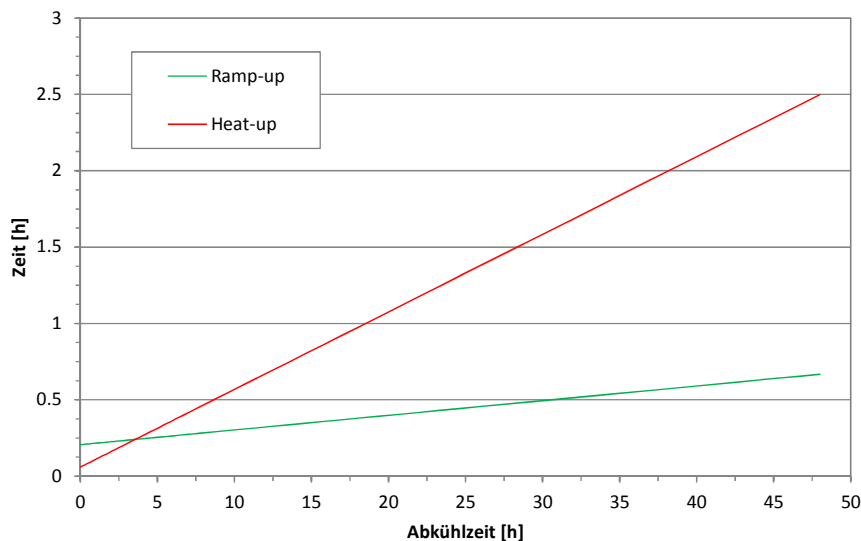
Da die Dauer der Abkühlphasen von der Betriebsführung und von der Solareinstrahlung abhängt, wird eine Zählvariable eingeführt. Mit Hilfe dieser Variable, die zu Beginn des Abkühlmodus gestartet wird, kann die Abkühlzeit bestimmt werden. In jedem Zeitschritt werden die bereits gezählte Zeit und die Zeitschrittweite addiert.

Der Befehl zum Anfahren des Kraftwerksblocks kann sowohl manuell über die Time Series Spalte „Start up PB“ sowie automatisiert über die Abfrage des Füllstands des heißen Speichertanks gesteuert werden. Wird nun der Aufheizmodus eingeleitet, so wird überprüft, in welchem Abkühlmodus sich der Kraftwerksblock befindet. Wird der Block laut Strategie 1 mit heißem Salz beheizt, so kann der Aufheizmodus komplett übersprungen werden. Sollte jedoch die Strategie 2 zum Einsatz kommen, muss das Skript den PB in den Heat-up Modus versetzen.

Der Anfahrvorgang wird zur Vereinfachung der Modellierung in zwei Abschnitte unterteilt (vgl. Bild 4.28). Im ersten Abschnitt, dem sogenannten Heat-up, werden alle Komponenten des Kraftwerksblocks langsam auf Temperatur gebracht. Im darauf nachfolgenden Ramp-up wird die Dampfturbine zuerst mit dem Netz synchronisiert und auf Maximallast gebracht. Die Dauer der beiden Abschnitte kann, basierend auf Daten konventioneller rauchgasbefeu-erter Dampferzeuger [35, S. 205ff. ], als Funktion der Zeit dargestellt werden. Daraus ergeben sich, wie in Bild 4.29 dargestellt, zwei lineare Geradenfunktionen. Diese Funktionen werden nun für den modellierten Dampferzeuger zur Abbildung der Anfahrcharakteristik angenommen. Mit Hilfe der ermittelten Anfahrzeiten können nun im Skript weitere Funktionen erstellt werden. Bei der Initialisierung des Heat-up Modus wird eine Funktion zur Ermittlung des Salzmassenstroms generiert. Der Salzmassenstrom verläuft im ermittelten Heat-up Zeitraum immer von 0 - 40 %.



**Bild 4.28** PB Anfahrvorgänge nach 8 h bzw. 24 h Auskühlzeit



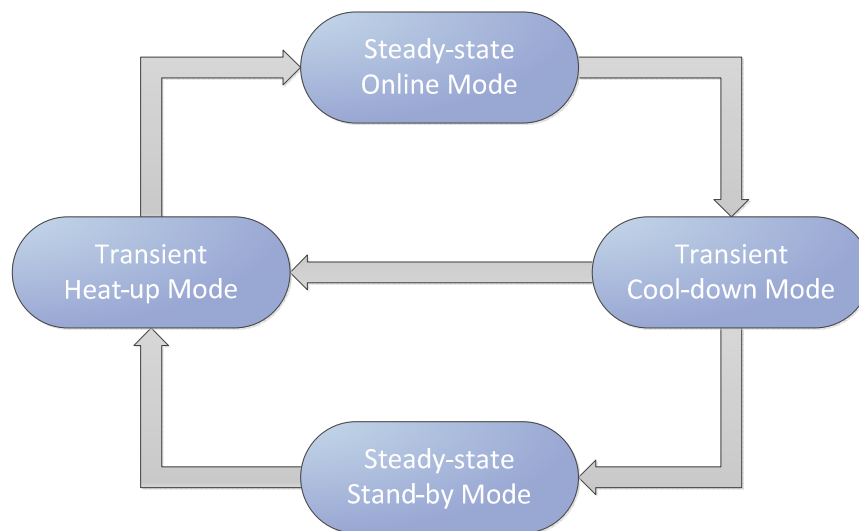
**Bild 4.29** Funktionen zur Ermittlung der Heat-up und Ramp-up Zeiten

Die Steigung der Funktion wird nur durch die vorhergehende Abkühlzeit beeinflusst. Da der Massenstrom, der zur Temperierung des ausgeschalteten Dampferzeugers benötigt wird, sehr gering ist, wird bei der Funktionsermittlung nicht weiter berücksichtigt. Zur Bestimmung der schon abgearbeiteten Aufwärmzeit wird wiederum ein Zähler eingesetzt. Ist dieser abgelaufen, so wird der Kraftwerksblock in den Ramp-up Modus versetzt. Hierbei wird zu Beginn der Generator des Turbosatzes mit der Netzfrequenz bei einer Teillast von 35 % synchronisiert. Der Salzmassenstrom und die Ausgangsleistung des Kraftwerks werden dann gleichzeitig in der vorgegebenen Ramp-up Zeit auf ihre Nennwerte von 100 % gebracht. Dies geschieht in der gleichen Vorgehensweise wie schon beim Heat-up des Kraft-

werksblocks. In Bild 4.28 sind zwei komplette Anfahrvorgänge des PB-Modells nach einer Stillstandszeit von 8 und 24 Stunden abgebildet. Für die Darstellung wird der PB wie beschrieben mit kaltem Salz temperiert und kühlt demnach ab. Nach Beendigung des Ramp-up Modus wird der Betriebsmodus des Blocks automatisch vom Skript auf stationären Online-Betrieb umgestellt.

#### 4.7.2 Solarfeld

Auch das Solarfeld unterliegt einer, an schlechten Tagen auch mehrmals stattfindenden Abfolge von Betriebsmodi. In Bild 4.30 ist ein solcher Betriebszyklus dargestellt. Im Normalfall beginnt ein Zyklus zu Beginn eines Tages im Stand-by Betrieb des Solarfeldes.



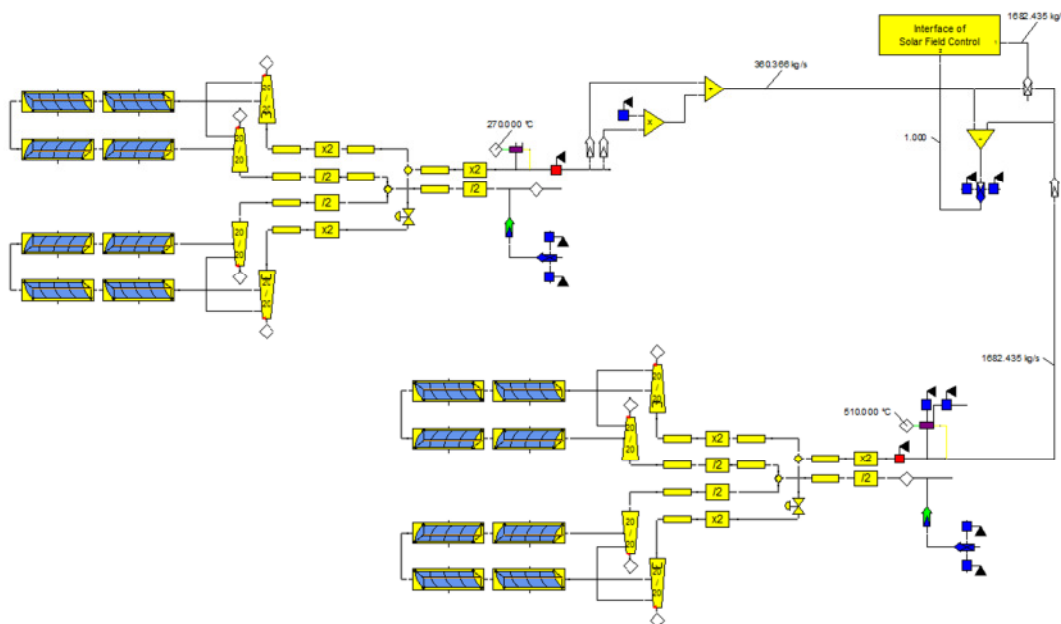
**Bild 4.30** Abfolge der Betriebsarten des Solarfeldes

Dies bedeutet, dass keine Sonne scheint und somit sich die Kollektoren in Parkposition befinden. Da die Salzschnmelze zu keiner Zeit erstarren darf, müssen die Absorberrohre ständig durchströmt werden. Die Wärme, die an die Umgebung abgegeben wird, muss aus dem Speichersystem entnommen werden oder mit dem Zusatzbrenner fossil erzeugt werden. Der Zusatzbrenner wird jedoch nur eingesetzt, wenn dies unabdingbar ist.

Die im Normalbetrieb unterste Tanktemperatur des kalten Speichertanks beträgt 290 °C. Im Stand-by Betrieb kühlt das mindestens 290 °C warme Salz auf 270 °C ab. Bevor der Rücklauf des Solarfelds wieder in den kalten Tank zurückgeführt werden kann, wird es mit dem Rücklauf des Kraftwerksblocks gemischt. Sollte die Temperatur auch nach Mischung noch geringer als 291 °C sein, so wird aus dem heißen Speichertank die entsprechende Menge an Salz in die Rücklaufleitung eingespeist. So hält der Tank unter Normalbedingungen eine Mindesttemperatur von 290 °C.

Erreicht der heiße Speichertank sein unteres Grenzlevel, so wird die Zumischung abgestellt. Die Temperatur im kalten Speichertank wird also langfristig auf 270 °C abgesenkt. Diesen Abfall erkennt das Modell und startet den Zusatzbrenner in der bereits beschriebenen Backup Funktion. Der Stand-by Modus wird vollständig quasistationär berechnet. Dies ist möglich, da sich die Temperaturen im Solarfeld nicht bzw. nur sehr langsam verändern.

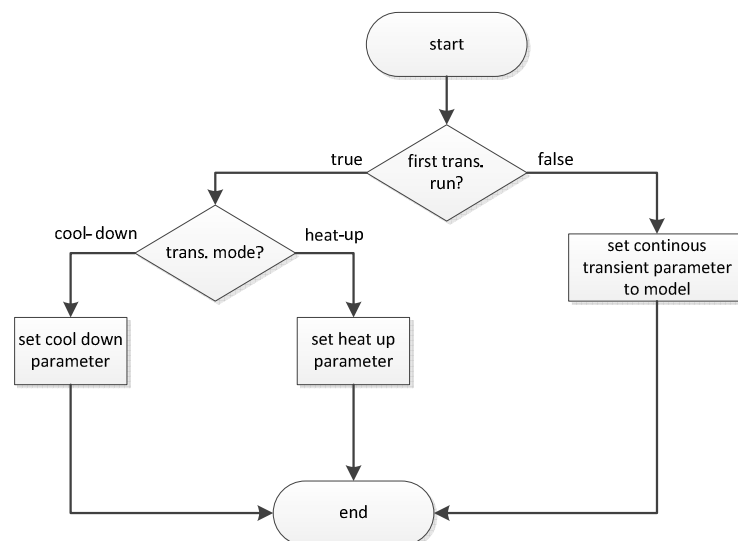
Um bei Sonnenaufgang das Solarfeld in den Betriebszustand zu versetzen, muss der Berechnungsmodus von quasistationär auf transient umgestellt werden. Dies ist erforderlich, da sich die Temperaturen der Absorber sehr stark ändern und auch die Durchlaufzeit der Salzschnmelze berücksichtigt werden muss. Zu diesem Zweck wurden im Kapitel 4.3.5 instationäre Modelle der relevanten Bauteile erstellt.



**Bild 4.31** Modellbasierende Prädiktion für den transienten Solarfeld-Betriebsmodus

Da in Epsilon die bereits in Kapitel 4.2.5 eingeführten Regler aktuell nur als stationäre Regler vorhanden sind, können diese nicht zur Regelung von instationären Problemstellungen herangezogen werden. Aus diesem Grund werden ab dem zweiten transienten Zeitschritt alle Regler ausgeschaltet. Die erste transiente Berechnung dient hierbei der Initialisierung sämtlicher instationärer Bauteile und wird noch stationär geregelt. Zur Verdeutlichung der Initialisierung ist in Bild 4.32 ein Ablaufschema abgebildet. Da nun die Massenstromvorgabe über die Regler fehlt, muss diese am Solarfeldrücklauf der Salzschnmelze definiert werden. Um das Fehlen von instationären Reglern im Modell zu ersetzen wird ein Lösungsansatz entwickelt. Abhilfe schafft eine modellbasierende stationäre Vorhersage. Diese läuft parallel ab und den vorzugebenden Massenstrom in das transiente Modell übertragen. Diese Art der Regelung ist vor allem bei Systemen mit großen Totzeiten sehr gut einsetzbar.

In die Regelung für den Massenstrom des Solarfelds während der transienten Anfahr- und Abfahrvorgänge werden zwei komplette Solarfeldmodelle aufgebaut. Diese sind in Bild 4.31 deutlich zu erkennen. Da es sich nur um ein stationäres Prädiktions-Modell handelt, kann auf die Modellierung von instationären Komponenten verzichtet werden. Im linken Modell wird eine Regelung im Stand-by Betrieb des Solarfeldes durchgeführt. Dies bedeutet, dass am Salzzrücklauf des Solarfelds eine Ausgangstemperatur von 270 °C eingeregelt wird. Das zweite Solarfeld richtet sich auf den Online Betrieb. Ab einer festzulegenden Einstrahlung beginnt die Regelung mit dem Betrieb des Online-Modells. Um festzustellen, wann mit dem Solarfeld Energie produziert werden kann, werden die prognostizierten Massenströme aus beiden Regelungen miteinander verglichen und der jeweils größere an das Marko-Interface weitergeleitet. Zusätzlich wird noch ein Flag zur Kennzeichnung des exakten Umschaltzeitpunkts mit an die übergeordnete Epsilon-Ebene übergeben. Dieses dient bei der späteren Auswertung zur Festlegung der exakten Anfahrzeit.

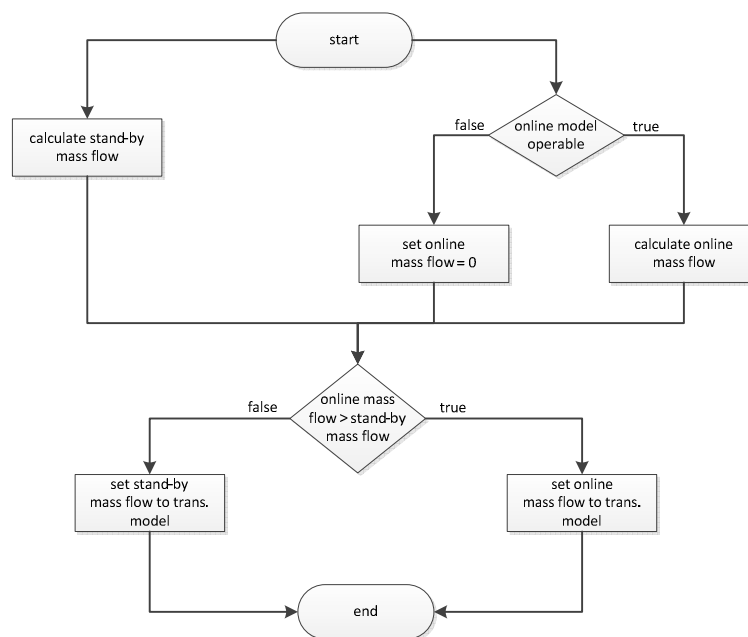


**Bild 4.32** Initialisierung der instationären Bauteile

Da die stationäre Regelung im Makro ihren Endwert aufgrund der entfallenden instationären Berechnungen wesentlich schneller auf ihren Endwert konvergiert, ist gewährleistet, dass die transiente Berechnung im Hauptmodell mit dem richtigen Massenstrom berechnet wird. Der Regler der Online Regelung wird standardmäßig ab einem Sonnenhöhenwinkel von 8,5 ° gestartet. Alternativ kann die Regelung über DNI-Werte aktiviert bzw. deaktiviert werden. In Bild 4.33 ist abschließend noch eine Übersicht zur Regelung des Massenstroms mit Hilfe des prädiktiven Modells dargestellt.

Um im folgenden Kapitel 4 unterschiedliche Anfahrstrategien untersuchen zu können, müssen gewisse Vorarbeiten geleistet werden. Hierzu zählt vor allem die Fokussierungsstrategie der Kollektoren im transienten Betriebsmodus.

Beim Anfahren von Kollektoren sollen zwei verschiedene Möglichkeiten gegenübergestellt werden. Dies ist zum einen die herkömmliche Anfahrstrategie von ölbetriebenen Parabolrinnenkraftwerken, die auch dem Stand der Technik entsprechen. Hierbei wird zu Beginn des Anfahrvorgangs zunächst nur der erste Kollektor eines Loops zur Sonne hin fokussiert. Erst beim Erreichen einer Schalttemperatur am Fluidaustritt des ersten Kollektors wird der zweite Kollektor fokussiert. Diese Anfahrstrategie bezeichnet man als sequentielle Fokussierung. Dieser Vorgang wird bis zur Fokussierung aller vier Kollektoren wiederholt. Die Alternative zur sequentiellen ist die simultane Fokussierung. Hierbei werden zu Beginn des Sonnenaufgangs alle Parabolrinnenkollektoren auf die Sonne fokussiert.

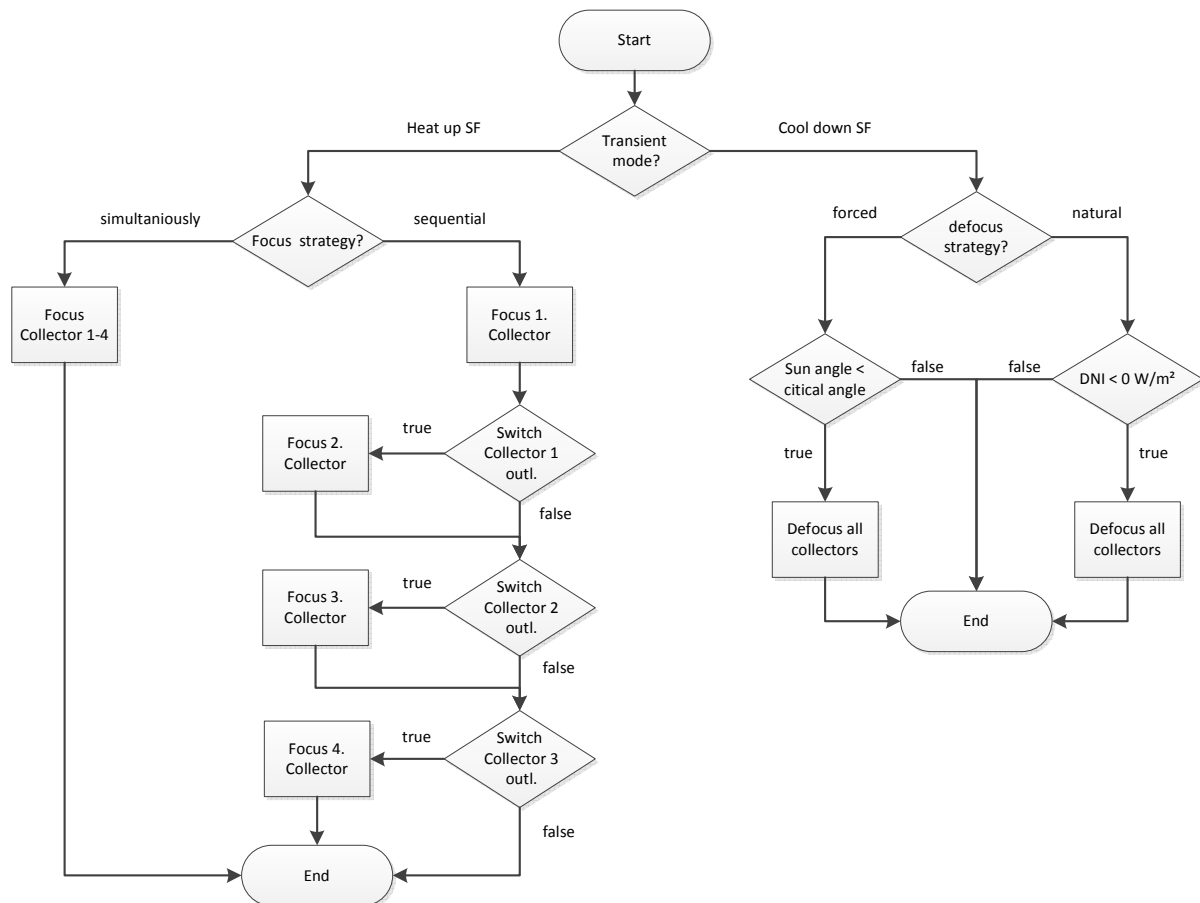


**Bild 4.33** Abfolge der Massenstrom-Prädiktion im Marko

Eine vergleichbare Auswahl soll bei den später zu simulierenden transienten Abfahrvorgängen möglich sein. Hierzu soll der Anwender ebenfalls zwischen zwei denkbaren Strategien auswählen können. Zum einen wird wieder eine klassische und dem Stand der Technik entsprechende Defokussierungsstrategie implementiert. Beim sogenannten erzwungenen Defokussieren werden alle Kollektoren ab einem vom Anwender vorgegebenen kritischen Sonnenwinkel automatisch in ihre Parkposition gefahren. Im Gegensatz hierzu ist bei der natürlichen Defokussierung der Sonnenuntergang als Auslöser zur Beendigung der Kollektorausrichtung entscheidend. In Bild 4.34 sind noch einmal die Fokussierungs- bzw. Defokussierungsstrategien als Ablaufschema übersichtlich dargestellt.

Im Verlauf des Anfahr- bzw. Abfahrvorgangs wird nach einer gewissen Zeit ein festgelegter Temperaturwert am Rücklauf des Solarfelds erreicht werden. Ab diesem Zeitpunkt ist der Anfahrvorgang theoretisch beendet. Allerdings ist das modellierte Modell sehr komplex und besitzt sehr lange Totzeiten und muss zunächst auf einen Endwert einschwingen. Aus die-

sem Grund ist der stationäre Endpunkt noch nicht erreicht. Um dieses Problem zu beheben wird eine Verzögerungszeit eingeführt. Diese Zeit kann vom Anwender vor Simulationsbeginn für den Anfahr- bzw. Abfahrvorgang getrennt spezifiziert werden. Beim erstmaligen Erreichen des Zielwertes am Salzurücklauf wird diese Verzögerungszeit angestoßen und wird pro Zeitschritt um dessen zeitliche Länge verkürzt. Die Verzögerungszeit kann im Vorhinein grob abgeschätzt werden und sollte tendenziell eher zu lang als zu kurz gewählt werden.

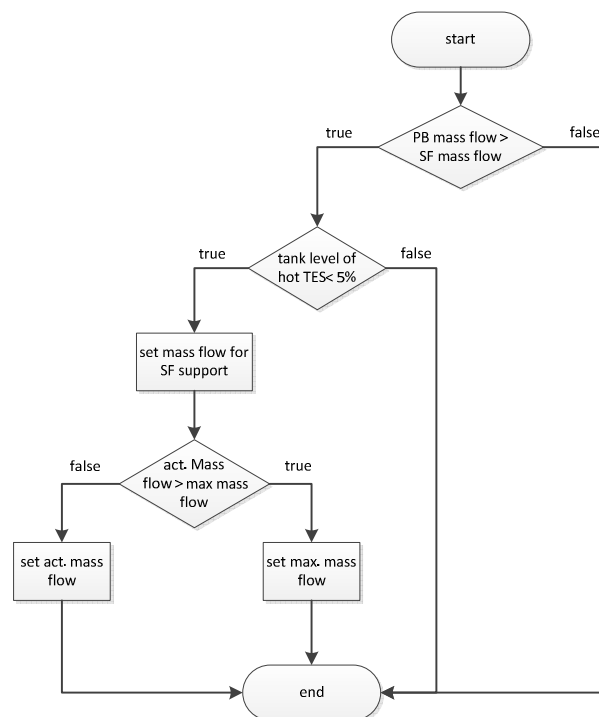


**Bild 4.34** Fokussierungssteuerung während des transienten Solarfeldbetriebs

Beim Abfahren des Solarfelds stellt sich das Problem, dass durch die aufgeheizten Stahlmassen signifikant viel Energie in den kalten Wärmespeicher eingetragen wird. Die Temperaturerhöhung wirkt dann wie eine Störgröße auf das Verhalten des Solarfelds und führt dazu, dass dieses sehr lange keinen stationären Endwert erreicht. Da außer der Rechenzeit nichts gegen die Berechnung des kompletten Stand-by Betriebs im transienten Modus spricht, wird dies vorgesehen und implementiert. Voraussetzung für diese Simulationslösung ist eine sehr lange Verzögerungszeit des Abkühlbetriebs. Dadurch wird erreicht, dass dieser bei Sonnenaufgang des Folgetages noch nicht beendet ist. Der Anwender spezifiziert dann in der Time Series durch die Eingabe des Wertes 2 in die Spalte „Start transient SF“ nur einen Wechsel

des transienten Modus. Dadurch entfällt die stationäre Initialisierung der Komponenten 119 und der Anfahrvorgang des Solarfelds kann erneut beginnen.

Der letzte Betriebszustand des Solarfeldes ist der Online Betrieb. In diesen wird das Solarfeld nach Beendigung eines transienten Anfahrvorgangs versetzt. Da in diesem Modus alle Systemtemperaturen nahezu gleich bleiben, können alle Zeitschritte quasistationär berechnet werden. Der in Kapitel 4.5 modellierte Zusatzbrenner kann in dieser Betriebsart als Unterstützung der Salzproduktion des Solarfelds eingesetzt werden. In Bild 4.35 ist die Ansteuerung der Supportfunktion des Zusatzbrenners dargestellt.



**Bild 4.35** Logikabfrage zum Support-Betrieb des Zusatzbrenners

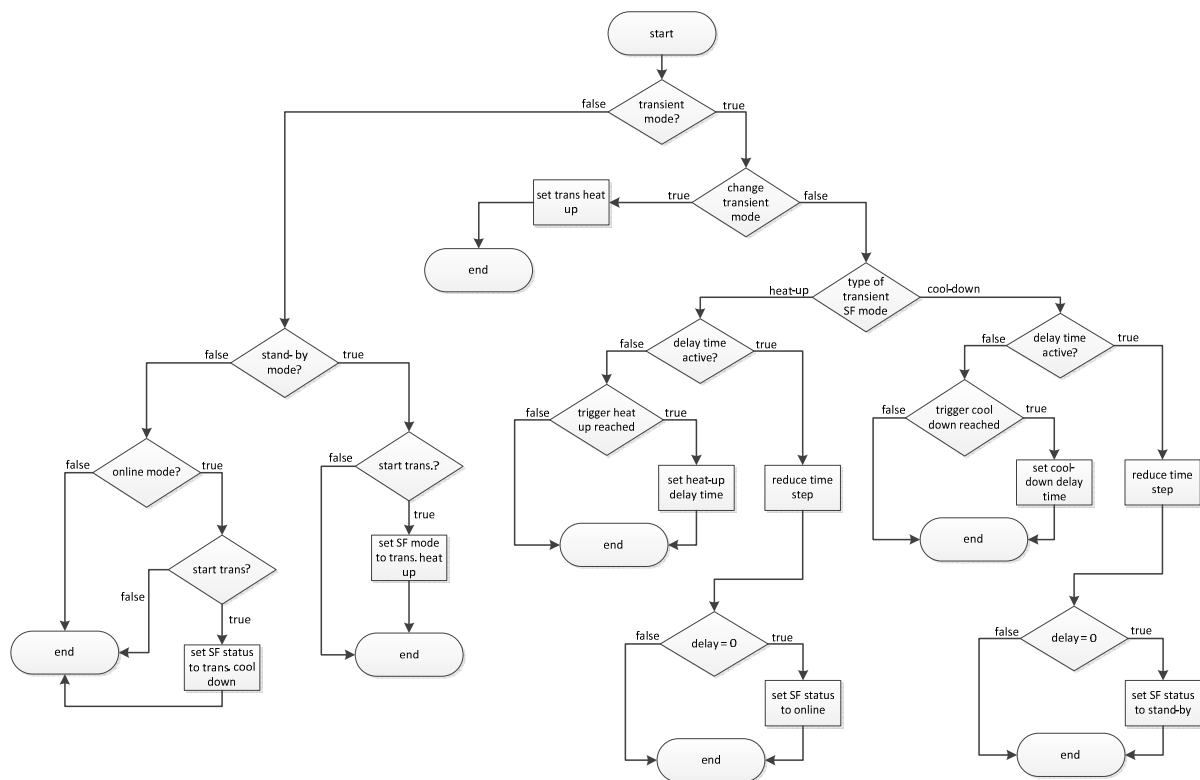
Der Brenner kann zur Erzeugung eines zusätzlichen Salzmassenstroms eingesetzt werden. Hierzu wird zunächst abgefragt, ob der vom Kraftwerksblock angeforderte Massenstrom größer als der aktuell im Solarfeld produzierte ist. Wenn dieser Fall eintritt, und der heiße Speichertank leer ist, soll der benötigte Massenstrom durch den Zusatzbrenner erzeugt werden.

An einem Betriebstag mit guter solarer Einstrahlung wird über den Tag mehr Energie eingesammelt, als im heißen Tank eingespeichert werden kann. Ist der kalte Speichertank bis zum unteren Level geleert, so wird der produzierte Massenstrom im Solarfeld auf den aktuell benötigten beschränkt. Damit das Salz lokal nicht überhitzt, werden mit Hilfe eines Reglers



alle Kollektoren soweit defokussiert, bis die von den Absorbern aufgenommene Energie der aktuell benötigten entspricht.

Abschließend ist in Bild 4.36 eine Übersicht über die Wahl des Betriebsmodus des Skripts „Solar Field Control“ abgebildet. Hierbei werden alle beschriebenen Abfragekriterien nacheinander geprüft und dem Simulationsmodell die entsprechenden Parameter zugewiesen.



**Bild 4.36** Berechnung des Solarfeld-Modus im Skript Solar Field Control

Damit ist nun die Modellbildung komplett abgeschlossen. Da aufgrund des großen Umfangs der Programmierung im Rahmen dieser Arbeit nicht auf jedes Detail eingegangen werden kann, beschränken sich alle Ausführungen auf die wesentlichen Informationen. Der gesamte Quelltext der entwickelten Skripte ist in Anhang A.7 enthalten.



## 5 Simulationsergebnisse

Da nun sowohl die Modellbildung als auch die Programmierung des Kraftwerkmodells abgeschlossen sind, werden die mit dem Modell durchgeführten Simulationen ausgewertet und wesentliche Parameter miteinander verglichen. Hierfür wird zunächst eine Referenzstrategie formuliert, welche sich an konservative Vorgaben richtet und in Anlehnung an Betriebsstrategien von ölbetriebenen Solarkraftwerken erstellt wird.

Danach sollen durch die Veränderung der Referenzstrategie mögliche Optimierungspotentiale identifiziert werden und somit eine erste Empfehlung für den operativen Betrieb von salzbetriebenen solarthermischen Parabolrinnenkraftwerken gegeben werden.

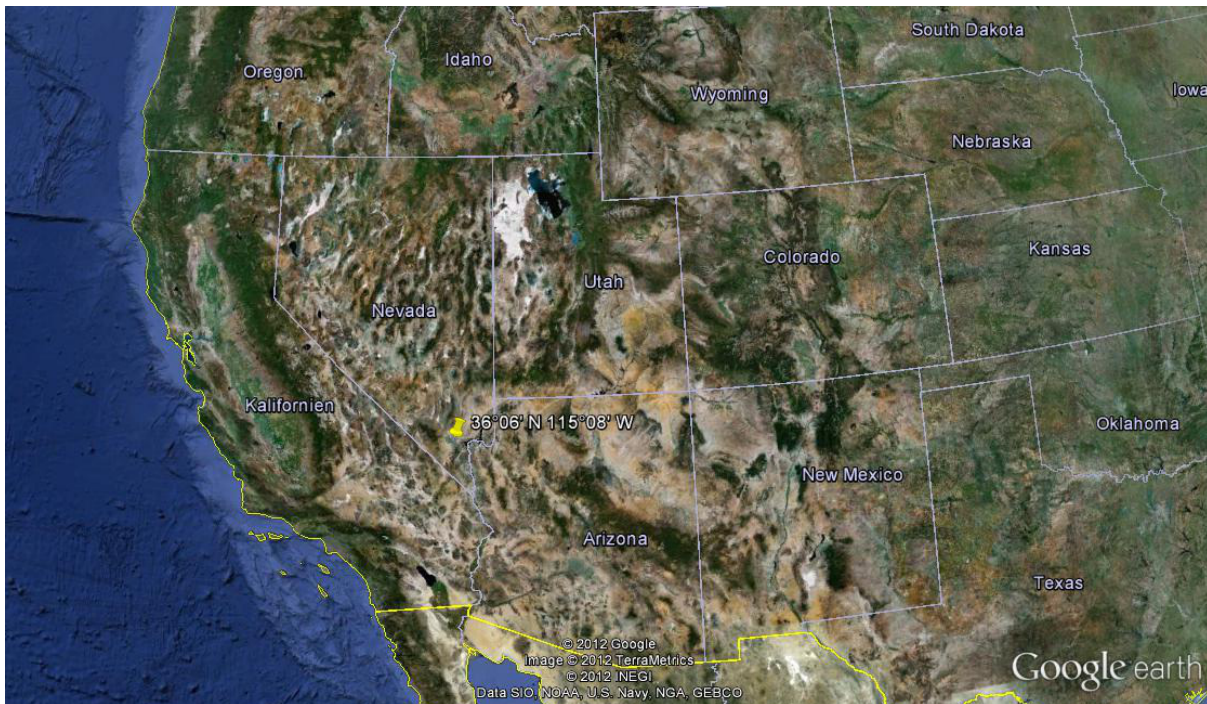
### 5.1 Kraftwerksstandort

Bei der detaillierten Betrachtung der transienten Vorgänge im Solarfelds ist es erforderlich, Temperatur und Einstrahlungsdaten in minütlicher Auflösung von einer Messstation zu erhalten. Hierbei wird auf Wetterdaten der amerikanischen NREL zurückgegriffen. Unter [36] können Messdaten von den verschiedensten Wetterstationen in der benötigten Genauigkeit frei heruntergeladen werden. Aufgrund der guten Einstrahlungsbedingung wird für die vorliegende Arbeit der Standort Las Vegas (vgl. Bild 5.1) ausgewählt. Die Messstation liegt auf dem Gelände der Universität von Nevada bei  $\varphi = 36^{\circ}06' \text{ N}$  geografischer Länge und  $\lambda = 115^{\circ}08' \text{ W}$  geografischer Breite.

In Bild 5.1 sind die relevanten Wetterdaten am Kraftwerksstandort für einen Zeitraum von 2007-2011 enthalten.

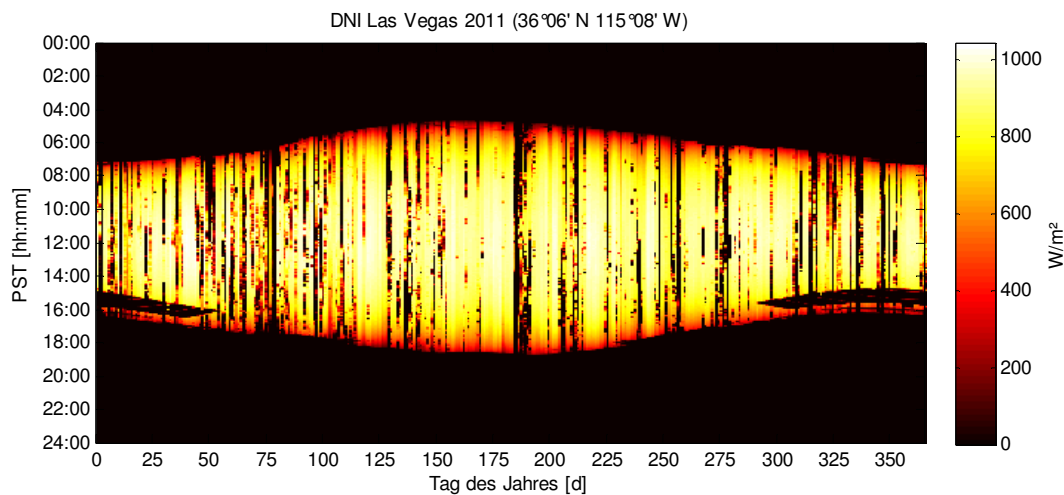
**Tabelle 5.1** Wetterdaten für Las Vegas vom Jahr 2007-2011

	DNI [kWh/m <sup>2</sup> ]	$T_{\text{amb,max}}$ [°C]	$T_{\text{amb,min}}$ [°C]	$T_{\text{amb,ave}}$ [°C]
2007	2.465	47,6	-3,6	22,3
2008	2.657	44,2	-1,4	21,8
2009	2.537	45,4	-1,1	21,9
2010	2.566	45,3	-1,0	21,4
2011	2.668	44,8	-2,4	21,1



**Bild 5.1** Lage des Standorts in Las Vegas im Bundesstaat Nevada [10]

In Bild 5.2 ist der jährliche Verlauf der Direktnormalstrahlung für den ausgewählten Standort exemplarisch anhand der Daten aus dem Jahr 2001 abgebildet.

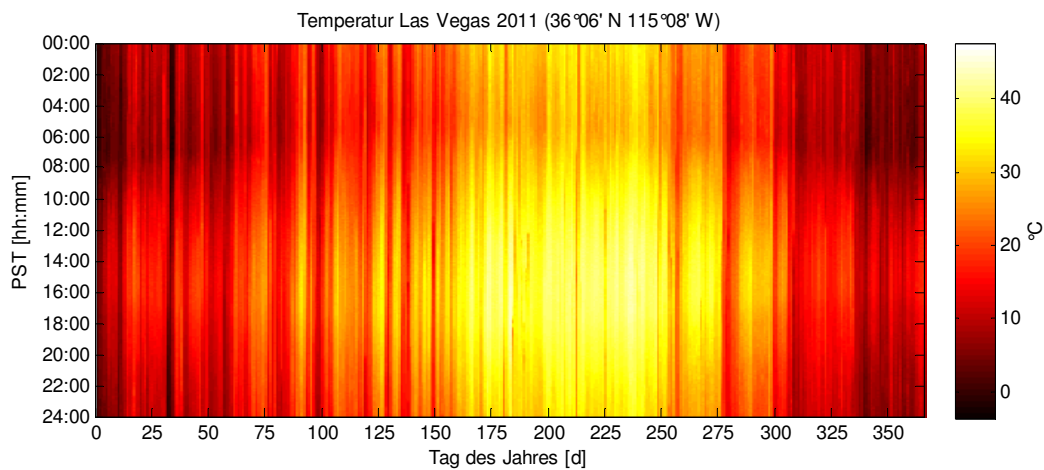


**Bild 5.2** Tägliche DNI-Werte für Las Vegas im Jahr 2011

Bei genauerer Betrachtung kann man eine längere Sonnenscheindauer während der Sommermonate erkennen. In diesem Zeitraum befinden sich auch weniger Bewölkungstage, die durch dunkel eingefärbte Stellen während des Tages zu erkennen sind. Kurz vor Sonnenun-

tergang findet sich im Winterhalbjahr eine systematischer Fehler im Datensatz. Hierbei handelt es sich mit hoher Wahrscheinlichkeit um eine Verschattung des Messensors.

Am Standort Las Vegas herrschen, wie in Bild 5.3 zu erkennen, das ganze Jahr sehr hohe Temperaturen. Im Sommer steigen diese auf bis zu 45 °C an. Das unterste Temperaturniveau während des Winters liegt knapp unter dem Gefrierpunkt.



**Bild 5.3** Täglicher Temperaturverlauf für Las Vegas im Jahr 2011

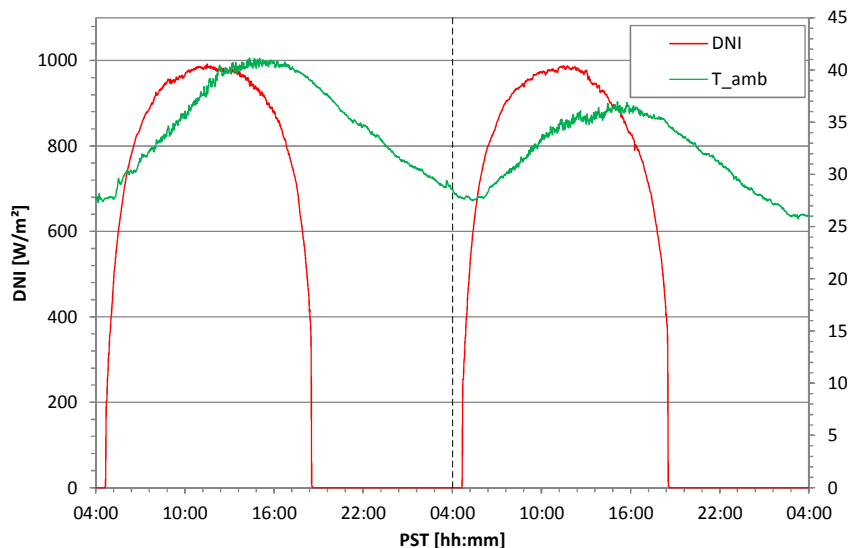
## 5.2 Referenzstrategie

Um die späteren Ergebnisse und Optimierungen bewerten zu können, muss zunächst ein Referenzsystem definiert werden. Hierfür wird das in Kapitel 4 modellierte Kraftwerk mit einer dem Stand der Technik entsprechenden Betriebsstrategie simuliert.

Zur Simulation werden zwei Clear-Sky-Tage am 21.06 und am 22.06. ausgewählt. In Bild 5.4 ist der Verlauf der DNI und der Lufttemperatur dieser zwei Tage abgebildet. Zu erkennen ist die maximale Einstrahlung von ca. 1.000 W/m<sup>2</sup>. Der Temperaturverlauf ist an beiden Tagen nicht gleich, was zur Folge hat, dass am ersten Simulationstag die Wärmeverluste etwas niedriger ausfallen werden. Der Zeitraum wird zur Kontrolle auf insgesamt 48 h ausgedehnt. Dies hat den Vorteil, dass mehrtägige Einschwingvorgänge erkannt und quantifiziert werden können. Außerdem können Fehler durch den zweiten Simulationstag leichter identifiziert werden.

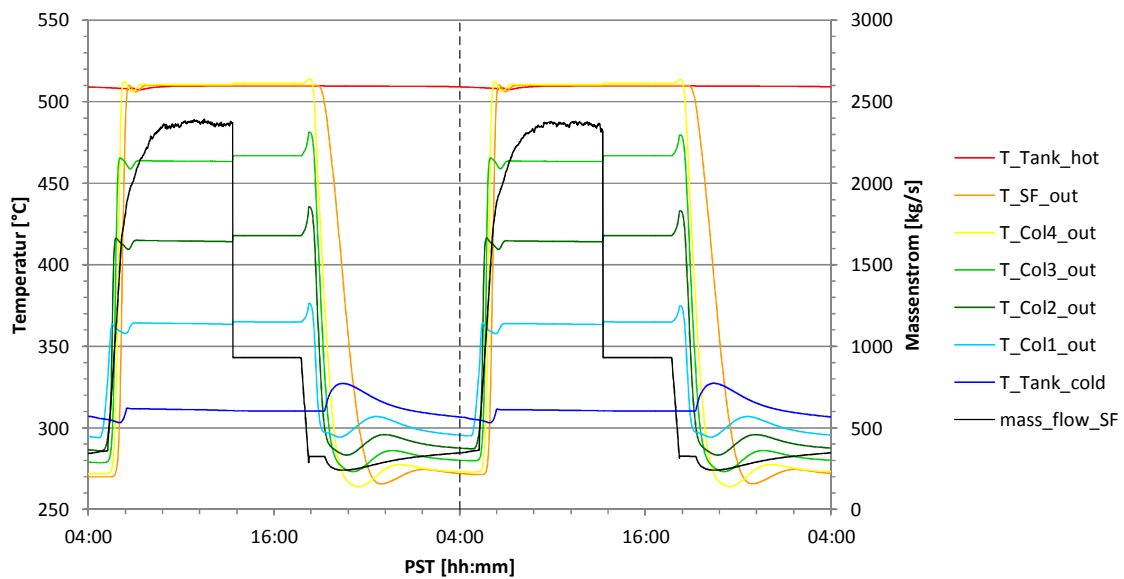
Der Untersuchungszeitraum beginnt um 04:00 Uhr morgens nach der PST. Dies sind am 21.06. exakt 36 Minuten vor Sonnenaufgang. Um 18:37 Uhr ist die Sonne dann wieder vollständig untergegangen. Der Referenztag besitzt folglich ca. 14 Sonnenstunden und stellt damit das Maximum der solaren Einstrahlungsbedingungen dar. Die Kollektoren des Solar-

felds werden nach Sonnenaufgang nacheinander fokussiert. Am Abend erfolgt die Defokussierung des Kollektorfelds bei einem Sonnenhöhenwinkel von  $5^\circ$  automatisch durch die Kraftwerkssteuerung. In Bild 5.5 sind alle repräsentativen Temperaturverläufe aus dem Solarfeld über den gesamten Simulationszeitraum abgebildet. Bei Sonnenaufgang wird das Solarfeld manuell in den transienten Modus versetzt. Dieser wird solange beibehalten, bis das System seinen stationären Endwert erreicht hat. Im darauffolgenden stationären Online-Betrieb wird die maximale Produktion bis zum Erreichen des oberen Tanklevels durchgeführt. Gegen 13:20 Uhr wird dann das Solarfeld sprunghaft defokussiert. Dies hat zur Folge, dass in den Temperaturverläufen aufgrund der stationären Massenstromänderung ein Sprung auftritt. Dieser ist bei den Absorbertemperaturen am Austritt des Kollektors 1-3 zu erkennen. Da die Ausgangstemperatur des Kollektors 4 im stationären Zustand, unter der Berücksichtigung von Wärmeverlusten, direkt geregelt wird, ist hier kein Sprung zu verzeichnen.



**Bild 5.4** Wetterdaten zur Simulation des Referenzzeitraums

In Bild 5.5 sind die beiden Tanktemperaturen dargestellt. Zu erkennen ist, dass der heiße Speichertank keinen Schwankungen unterworfen ist. Lediglich die vorgegebenen Wärmeverluste führen zu einem leichten Temperaturabfall. Diese Konstanz kann der kalte Speichertank nicht aufweisen. Hier wirken sich Anfahr- und Abfahrvorgänge sehr stark auf den Verlauf der Tanktemperatur aus. Es ist bereits festzustellen, dass die Tanktemperatur eine Störgröße für das Systemverhalten darstellt. Beim Anfahrvorgang wird zunächst das kalte Salz aus dem SF zurück in den kalten Speichertank gleitet. Ab einer Temperatur von  $500^\circ\text{C}$  wird die Salzschnmelze dann in den heißen Tank geführt.



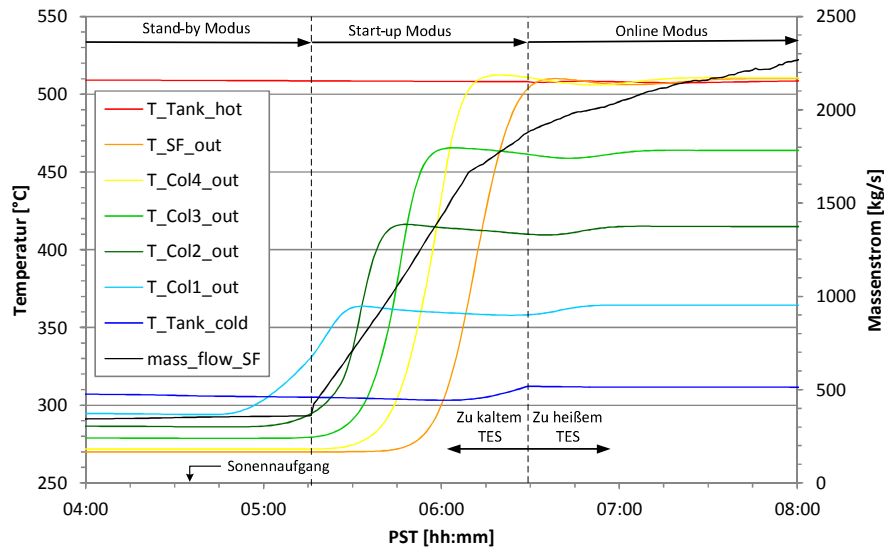
**Bild 5.5** Temperaturverläufe des Solarfelds während des Referenzzeitraums

In Bild 5.6 ist nun der Anfahrvorgang des Solarfelds eines Referenztages vergrößert dargestellt. Zu Beginn des Sonnenaufgangs wird das Solarfeld in den transienten Modus versetzt und der erste Kollektor jedes Loops fokussiert. Als direkte Folge der sequentiellen Fokussierungsstrategie steigt die Temperatur (hellblau) am Austritt des ersten Kollektors an. In zeitlicher Abfolge werden die Kollektoren 2, 3 und 4 nacheinander fokussiert. In gleicher Systematik verhalten sich die Temperaturverläufe am Austritt dieser Kollektoren. Da das Modell zwei Teilfelder besitzt, sind auch hier unterschiedliche Temperaturen vorhanden. Diese unterscheiden sich aber nur geringfügig. Daher wird für die Darstellung im Rahmen dieser Arbeit ein Mittelwert zwischen den beiden repräsentativen Kollektorfeldern gebildet. Der orange Temperaturverlauf kennzeichnet den verzögerten Anstieg am Ausgang des Solarfelds. Erkennen lässt sich eine Totzeit von ca. 30 Minuten. Diese wird durch die langen Versorgungs- und Headerleitungen verursacht.

Wird die Zieltemperatur der Salzschnmelze am Austritt des Solarfelds erstmalig erreicht, so sinkt diese genauso wie die restlichen Temperaturen im Solarfeld zunächst ab. Diese Einschwingvorgänge sind für so komplexe Systeme üblich. Zu Beginn des Anfahrvorgangs wird der Rücklauf des Solarfelds zurück in den kalten Speichertank geleitet. Im Laufe des Anfahrvorgangs steigt allerdings die Austrittstemperatur des Solarfelds an. Dies führt dann zu einer Erhöhung der Tanktemperatur des kalten Speichertanks (dunkelblau). Als direkte Reaktion der ansteigenden Salztemperatur im Tank wird der Massenstrom, der dem Solarfeld vorgegeben wird, verringert. Dadurch knickt der schwarz dargestellte Verlauf in gegen 06:10 Uhr ab. Überlagert wird dieser Effekt durch die natürliche Verringerung des DNI-Gradienten ab ca. 06:00 Uhr. Nachdem der Salzmassenstrom eine Temperatur von 500 °C erreicht hat wird die Salzschnmelze in den heißen Speichertank gepumpt. Dadurch bleibt die



Temperatur des kalten Speichertanks von nun an konstant. Als Ergebnis lässt sich feststellen, dass das modellierte Feld mit dieser sehr konservativen Strategie innerhalb von 71 min bei sehr guten Einstrahlungsbedingungen angefahren werden kann.

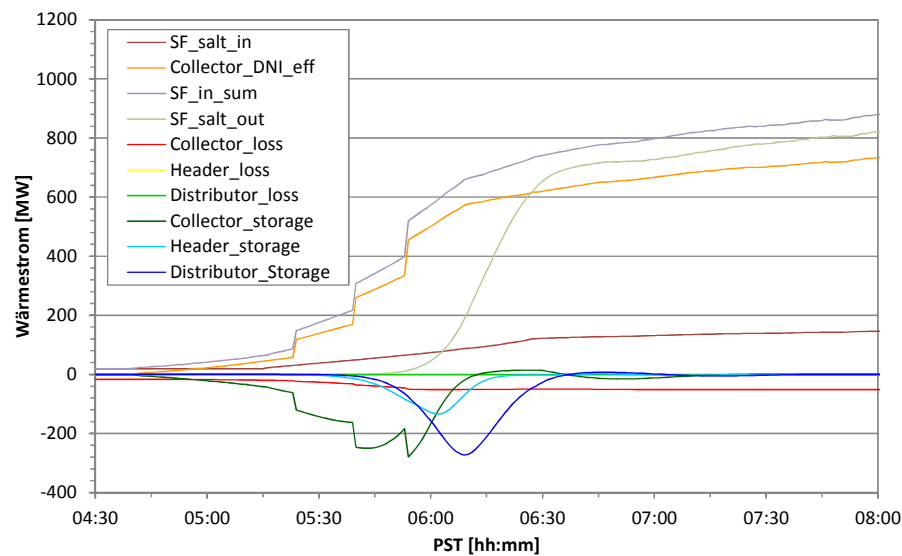


**Bild 5.6** Temperaturverläufe während des Anfahrvorgangs des SF am Referenztag

Ein wesentliches Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Bestimmung und Beschreibung der für den Anfahrvorgang benötigten Energiemengen. Hierzu sind die Wärmeströme des gesamten Solarfelds in Bild 5.7 aufgetragen.

Hierbei sind zunächst die ein- und austretenden Enthalpieströme zu betrachten. Epsilon bezieht die spezifische Enthalpie auf eine Referenztemperatur von 0 °C. Da dieses Bezugsniveau in einem solarthermischen Kraftwerk nicht praktikabel ist, werden alle Wärmeströme auf die unterste Prozesstemperatur von 270 °C bezogen. In das Solarfeld wird während des Betriebs Wärme durch die Sonne und durch das Salz aus dem kalten Tank zugeführt. Diese beiden Energieströme sind in Bild 5.7 zum grauen Grafen zusammengefasst und stellen somit den Energieinput des Solarfelds dar. Weiterhin sind die Verlustwärmeströme der Kollektoren sowie Header- und Versorgungsleitungen abgebildet. Diese sind im betrachteten Zeitraum nahezu konstant und sind aufgrund ihrer geringen Größe kaum zu erkennen. Einen größeren Einfluss auf den Anfahrvorgang besitzt die eingespeicherte Energie in den Absorber-, Header und Versorgungsleitungen. Sehr gut zu erkennen ist in Bild 5.7 die zeitliche Verzögerung im Verlauf des Aufwärmvorgangs. Zunächst werden die Absorberrohre (dunkelgrün) aufgewärmt. Der unregelmäßige zeitliche Verlauf entsteht durch die gewählte sequentielle Fokussierungsstrategie. Anschließend werden die Headerleitungen (hellblau) und abschließend die Versorgungsleitungen (dunkelblau) auf Betriebstemperatur gebracht.

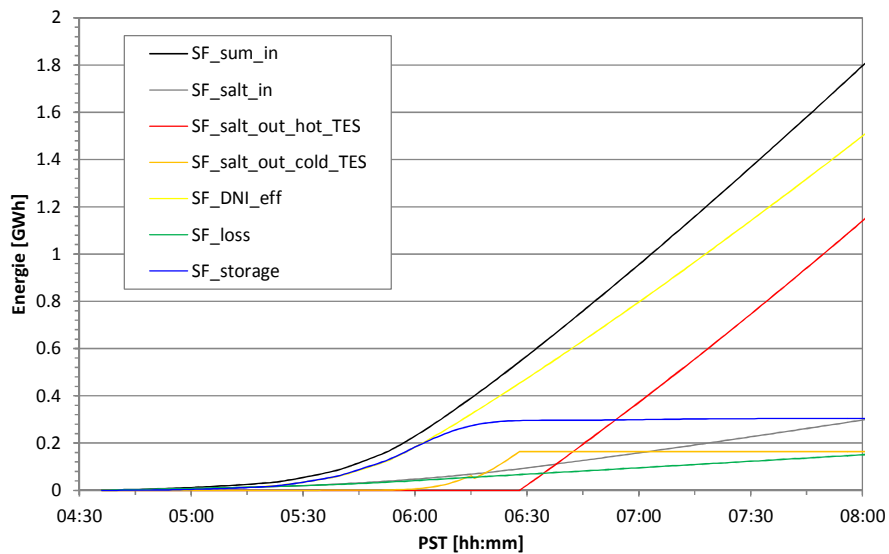




**Bild 5.7** Wärmeströme im Solarfeld während des Anfahrvorgangs am Referenztag

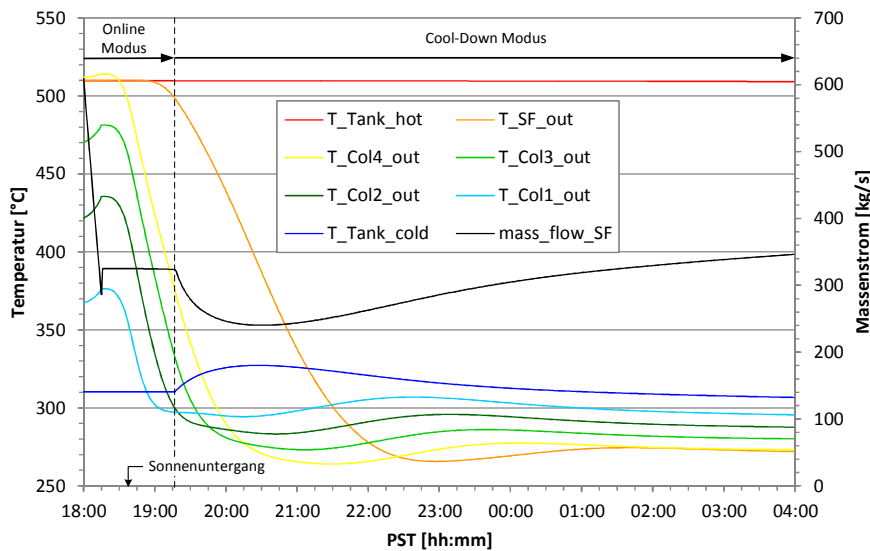
Die Energiemengen die während eines Anfahrvorgangs umgesetzt werden, sollen nun betrachtet werden. Die Wärmeströme sind ab Sonnenaufgang integriert und in Bild 5.8 dargestellt. Genau wie bei Bild 5.7 wurde der Eintrag ins System aufsummiert und als dunkelrote Linie ins Diagramm eingezeichnet. Dieser besteht aus der Solarstrahlung (gelb) und der Salzmassenstrom aus dem kalten Tank (orange). Dem gegenüber stehen die Energiemengen, die den Bilanzraum Solarfeld in der betrachteten Zeitspanne verlassen oder verbleiben. Dies sind wie schon angesprochen die Energie, die an die Umgebung als Wärmeverlust abgegeben wird und zusätzlich die in den Stahlmassen der Rohrleitungen eingespeicherte Energie. Zur übersichtlichen Darstellung sind diese Größen zusammengefasst. Da der erste Hauptsatz für das Solarfeld erfüllt sein muss, verlässt die restliche Energie das Solarfeld über den Salzmassenstrom, der während des Anfahrvorgangs in den kalten Speichertank zurückgeführt wird. Nach dem Umschaltvorgang wird die Energie der Salzschnmelze in den heißen Speichertank eingebracht.

Zu erkennen ist, dass sich zum Zeitpunkt des Umschaltvorgangs alle Stahlmassen nahezu auf ihrem stationären Endniveau befinden und nur noch sehr kleine Änderungen stattfinden. Der leichte Anstieg der dunkelblauen Linie lässt sich durch den Anstieg der Tanktemperatur des kalten Speichers erklären. Alle restlichen betrachteten Größen werden im weiteren Verlauf des Anfahrvorgangs durch die Integration der Leistung immer größer.



**Bild 5.8** Energiemengen des SF während des Anfahrvorgangs am Referenztag

In Bild 5.9 ist zu erkennen, dass der Massenstrom um 18:15 Uhr durch die Umstellung auf transiente Berechnung unter den für die Beheizung erforderlichen Wert fällt. Allerdings wird dieser Fehler von der Kraftwerkssteuerung sofort korrigiert. Danach wird der Massenstrom (schwarz) so eingeregelt, dass am Austritt des Solarfelds eine Salzaustrittstemperatur von 270 °C erreicht wird.

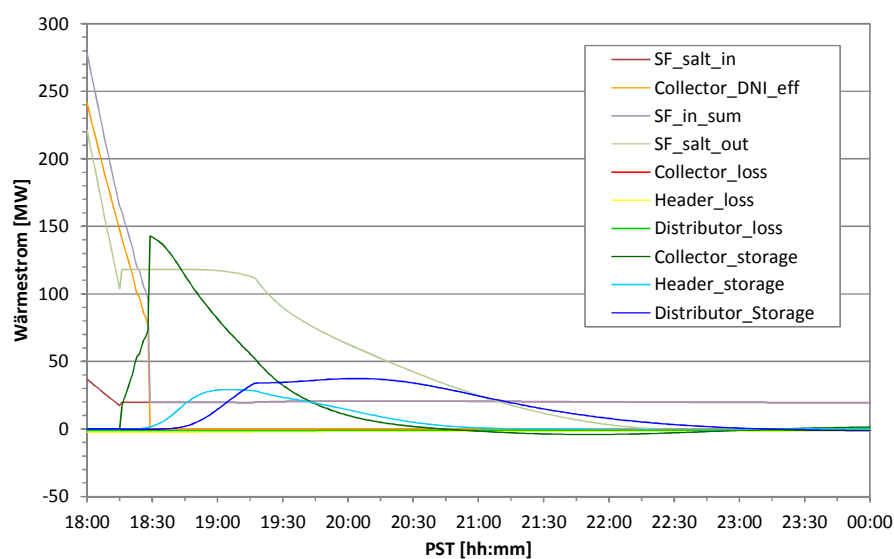


**Bild 5.9** Temperaturverläufe während des Abfahrvorgangs des SF am Referenztag

Durch die schon angesprochene thermische Trägheit des Systems fällt die Austrittstemperatur des Solarfelds nur stark verzögert ab. Dadurch kann das Solarfeld sogar nach Sonnen-

aufgang noch ungefähr 40 min weiter heißes Salz produzieren. Erst danach fällt dessen Temperatur unter  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  und wird per Definition der Referenzstrategie in den kalten Tank zurückgeführt. Dieser wird durch die immer noch sehr großen gespeicherten Energiemengen deutlich erwärmt. Dies wirkt sich daraufhin auf die Eintrittstemperatur der Salzschnmelze aus. Dadurch senkt der Regler den Massenstrom sehr stark ab. Als Folge dieser großen Störung findet das System keinen stationären Endwert. Beim Steuerungskonzept in Kapitel 4.7.2 ist aus diesem Grund bereits das Überspringen des stationären Stand-by-Modus berücksichtigt. Da in den kalten Speichertank beim Abfahren des Kraftwerkblocks so viel Energie eingebracht wird, reicht diese für eine Beheizung des Solarfelds an einem guten Betriebstag vollkommen aus. Für die Beheizung des Solarfelds muss also keine zusätzliche Energie aus dem heißen Speichertank entnommen oder mit dem Zusatzbrenner erzeugt werden. Der gesamte Auskühlvorgang ist erst um ca. 22:20 Uhr beendet und dauert damit mit knapp 4 h annähernd 3,5-mal so lang wie der Aufheizvorgang des Solarfelds.

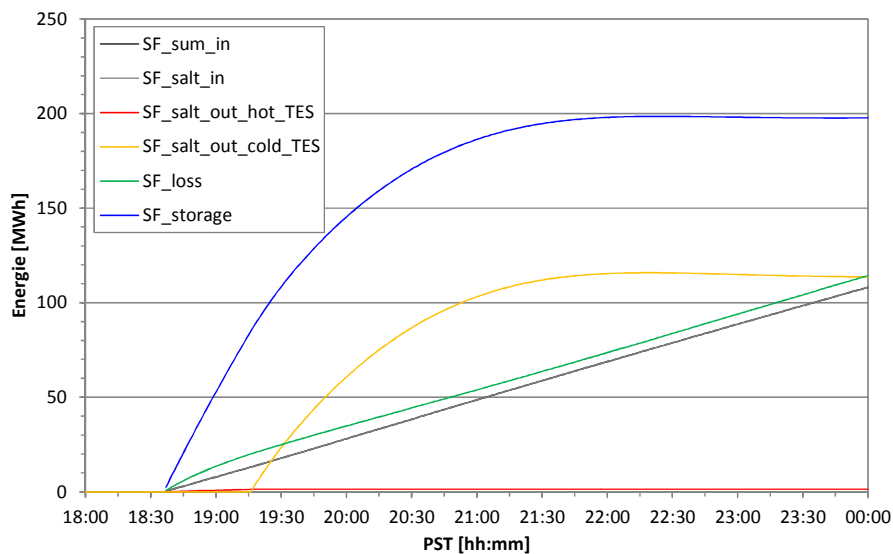
Die Wärmeströme während des Abfahrvorgangs sind ebenfalls zur Charakterisierung des Solarfelds von Bedeutung und sind in Bild 5.10 dargestellt.



**Bild 5.10** Wärmeströme im Solarfeld während des Abfahrvorgangs am Referenztag

Wie bei einem Anfahrvorgang in Bild 5.7 sind die Wärmeverluste im Vergleich zu den restlichen Größen sehr gering. Im Gegensatz zu einem Anfahrvorgang wird nun die Energie aus den Rohrleitungen ausgespeichert. Dieser Effekt verzögert das Absinken der Salztemperatur am Austritt des Solarfelds. Durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit ist der Wärmeübergangskoeffizient ca. 3,5-mal schlechter als beim Anfahren des Solarfelds. Als Resultat dauert der Abkühlvorgang zeitlich länger.

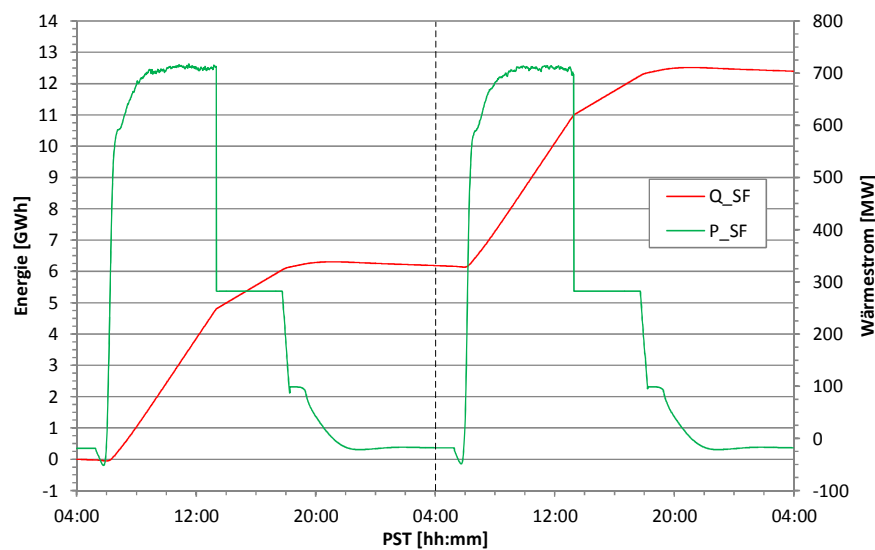
Nach Sonnenuntergang um 18:37 Uhr kann das Solarfeld noch knapp 40 Minuten lang eine thermische Leistung von ca. 100 MW liefern. Anschließend nimmt die Ausgangsleistung immer mehr ab. Der Abkühlvorgang der Stahlmassen beginnt zunächst in den Kollektorabsorberrohren und setzt sich über die Headerleitungen und die Versorgungsleitungen fort. Der gleiche Effekt tritt auch bei einem Bewölkungsdurchgang während eines Betriebstages auf. Auch hier geht die eingespeicherte Energie wieder auf das Salz über und erhöht so dessen Temperatur. In Bild 5.11 sind die Leistungen über der Zeit zu den Energiemengen integriert.



**Bild 5.11** Energiemengen des Solarfelds während des Abfahrvorgangs am Referenztag

Während der beiden simulierten Tage wird vom Solarfeld eine effektive Energiemenge von 12,4 GWh in das thermische Speichersystem überführt. Dies entspricht pro Tag im Mittel 6,2 GWh. Der Verlauf der integrierten Energiemenge ist Bild 5.12 zu entnehmen.

An einem guten Tag könnte weitaus mehr Energie aufgenommen werden. Da das Speichersystem jedoch nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten und einer ganzjährigen Betrachtung ausgelegt werden muss, wird das System wie in Kapitel 4.7.2 beschrieben teilweise defokussiert. Dadurch wird die thermische Leistung des Solarfelds beschränkt und der Energieeintrag verringert. Bei regulären Betriebsbedingungen besitzt das ausgelegte Solarfeld eine thermische Leistung von bis zu 710 MW. Im Defokussierungsbetrieb wird diese auf 282 MW limitiert. Diese Leistung entspricht bei einem unter Volllast laufenden PB mit einem Wirkungsgrad von 44,3 % relativ exakt der ausgelegten Generatorleistung von 125 MW. Die vom Solarfeld mit dem Speichersystem ausgetauschte thermische Energie beträgt im simulierten Zeitraum insgesamt 12,4 MWh. Mit berücksichtigt ist, wie aus Bild 5.12 zu erkennen, auch die Energie zur Beheizung der Kollektoren während der Zeiten ohne solare Einstrahlung.

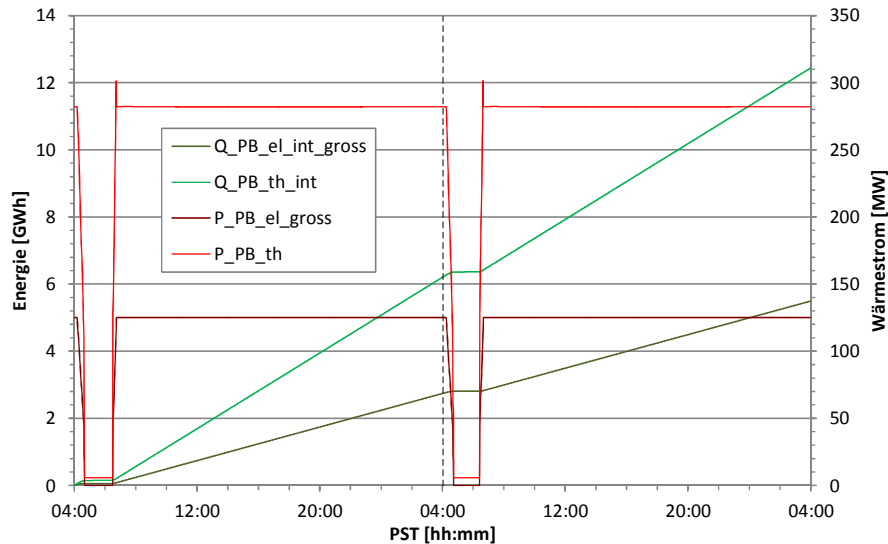


**Bild 5.12** Leistungs- und Energiekurve des Solarfelds während des Referenzzeitraums

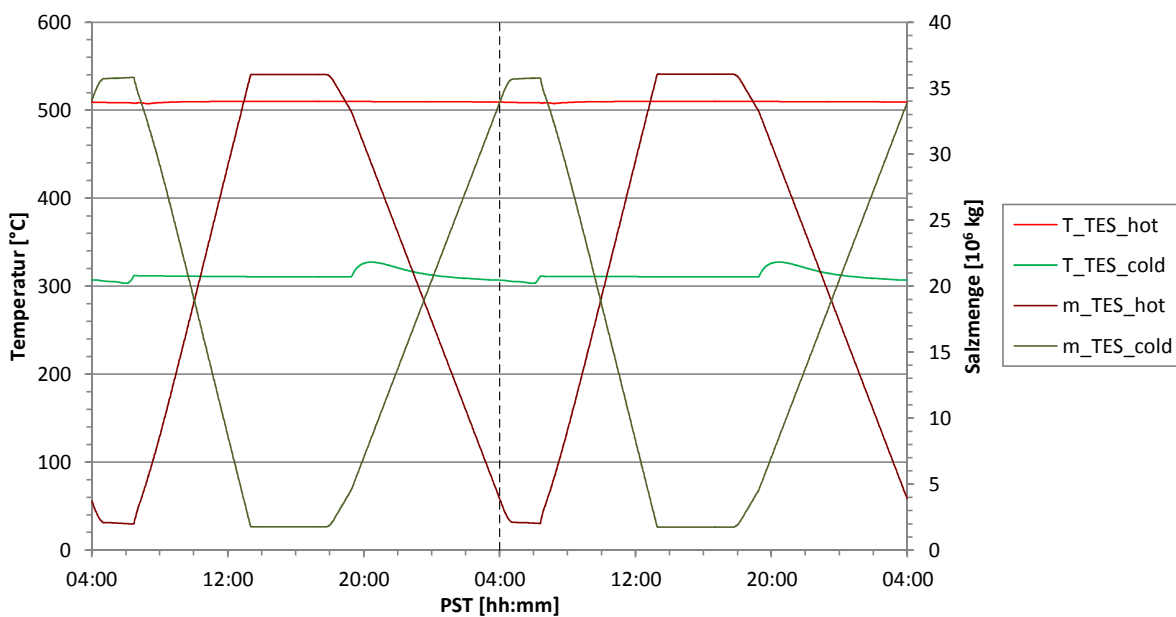
Für die Auswertung des Kraftwerksblocks wird zunächst kurz auf die Zielsetzung der Referenzstrategie eingegangen. Um möglichst viel Energie zu erzeugen soll der Kraftwerksblock immer mit maximal möglichem Wirkungsgrad betrieben werden. Dies ist aufgrund der in Kapitel 4 durchgeführten Auslegung des PB nur bei Nennlast möglich. Daher werden der Dampferzeuger und der Turbosatz möglichst unter Volllast betrieben. In Bild 5.13 sind die relevanten thermischen und elektrischen Leistungen bzw. Energien abgebildet. Da der ausgewählte Referenzzeitraum sehr gute solare Bedingungen aufweist, kann das solarthermische Kraftwerk beinahe rund um die Uhr Strom bei Volllast ins Netz einspeisen. Dies erkennt man an der kurzen Stillstandszeit, die sich auf ca. 110 min beschränkt. Auch die Anfahr- und Abfahrvorgänge des PB nehmen nur sehr wenig Zeit in Anspruch. Dies ist vor allem auf die Temperierung des PB im Abkühlmodus zurückzuführen. Diese wird in der Referenzstrategie aufgrund der kurzen Stillstandszeiten mit heißem Salz durchgeführt. Dadurch kann der Heat-up-Modus beim erneuten Anfahren des PB übersprungen werden. Im Einklang mit der aufgestellten Referenzstrategie wird der Block die meiste Zeit mit dem schon angesprochenen Spitzenwirkungsgrad von 44,3 % betrieben. Nur während der An- und Abfahrvorgängen sinkt dieser aufgrund der Teillastbedingungen ab.

Die vom PB umgesetzte thermische und elektrische Energie beträgt laut Bild 5.13 an den beiden betrachteten Tagen insgesamt 12,4 GWh und 5,5 GWh. Betrachtet man die umgesetzte thermische Energie aus Bild 5.12, so lässt sich feststellen, dass die vom PB verwertete Energie gleich der effektiv vom Solarfeld eingesammelten Energie ist. Dies ergibt sich aus dem festgelegten Bilanzraum des SF und des PB. Als Verbindungsglied zwischen den beiden Bilanzräumen liegt das Speichersystem. Dieses entkoppelt den PB vollständig vom SF. Daher ist die Energiebilanz des TES nicht in den aufgeführten Zahlen enthalten. Bei einem komplett

gefüllten kalten Tank kann ein Temperaturunterschied von 0,5 K bereits eine thermische Energiemenge von ca. 7000 MWh betragen. Dies ist bei einer Betrachtung der aufgeführten Daten stets zu berücksichtigen.



**Bild 5.13** Leistungs- und Energieverlauf des Kraftwerks im Referenzzeitraum

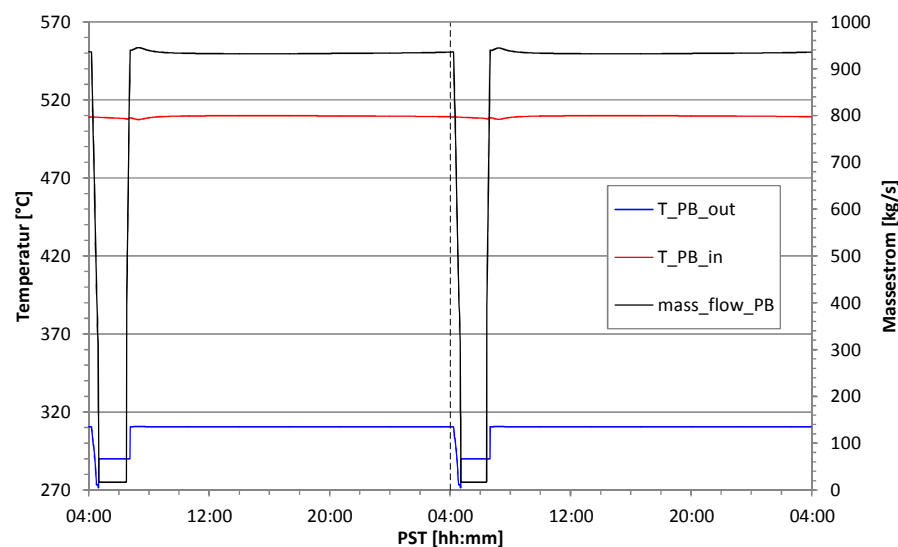


**Bild 5.14** Salzmassen und Temperaturen der thermischen Speichertanks

In Bild 5.14 ist außerdem der zeitliche Verlauf der Tanktemperaturen zu erkennen. Beim heißen Tank bleibt die Temperatur durch die praktizierte Referenzstrategie immer bei konstant 510 °C. Wie schon bei der Auswertung von Bild 5.6 und 5.9 angesprochen, wird die Tempe-

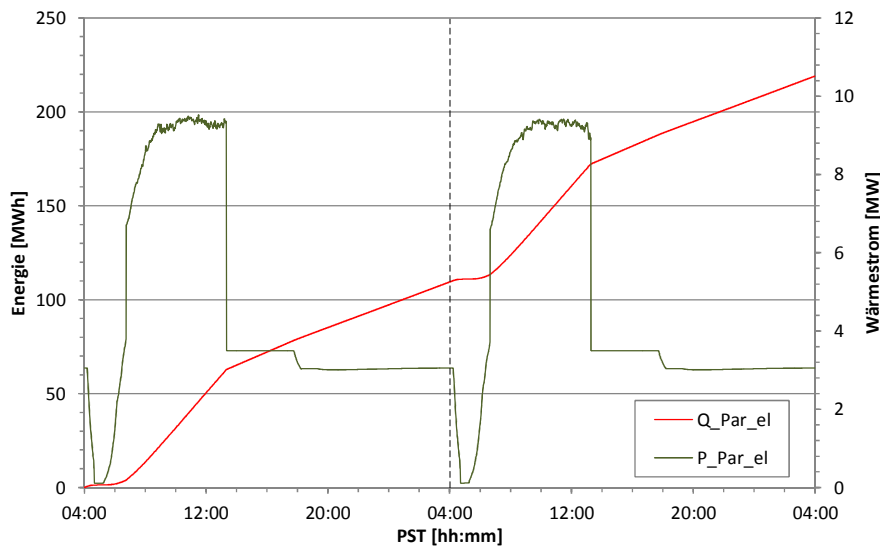
ratur des kalten Speichertanks durch Anfahr- und Abfahrvorgänge stark beeinflusst. Am stärksten ist die Beeinflussung durch das Abfahren des Solarfelds nach Sonnenuntergang. Der Füllstand der beiden Speichertanks steht, aufgrund der geltenden Massenerhaltung des Wärmeträgermediums, in direkter Abhängigkeit zueinander. In Bild 5.14 sind zudem die Zeiten des Defokussierungsbetriebs sowie die Stillstandszeiten des PB am Füllstand abzulesen. Wird beispielsweise die Defokussierung des Solarfelds beim Erreichen des oberen Fülllevels am heißen Tank erforderlich, so bleibt das Level in beiden Speichertanks konstant. Bei einem ausgeschalteten PB ist dieser Effekt nicht ganz so stark ausgeprägt, jedoch trotzdem deutlich erkennbar. Aufgrund der weiter stattfindenden Durchströmung bzw. Beheizung des PB verändert sich der Füllstand der Speichertanks nur sehr langsam.

Da wie in Bild 5.14 gezeigt die Vorlauftemperatur der heißen Salzschnmelze, die dem PB zugeführt wird, über den betrachteten Zeitraum nahezu konstant ist, bleibt auch der in Bild 5.15 dargestellte Massenstrom während des Betriebs in erster Näherung konstant. Lediglich während der Anfahrvorgänge wird er entsprechend von der Kraftwerkssteuerung angepasst. Die ebenfalls dargestellte Rücklauftemperatur ergibt sich im regulären Betrieb aus der thermodynamischen Berechnung des Wärmeübergangs im Dampferzeuger und beträgt ca. 310 °C. Beim Abfahren des Blocks sinkt sie auf 270 °C ab. Während der Stand-by-Zeiten des Kraftwerksblocks wird sie dann auf den abgeschätzten Wert von 290 °C für die Temperierung mit heißem Salz fixiert.



**Bild 5.15** Leistungsdaten des PB im Referenzzeitraum

In Bild 5.16 sind die Eigenverbräuche des Kraftwerks summiert dargestellt. Im Eigenverbrauch sind die Salzpumpen der beiden Speichertanks sowie die Speisewasser- und Umwälzpumpen im Kraftwerksblock enthalten.



**Bild 5.16** Eigenverbräuche des gesamten Kraftwerks im Referenzzeitraum

Der gesamte Eigenenergieverbrauch im betrachteten Referenzzeitraum beträgt insgesamt 219,1 MWh. Während des Anfahrens des Kraftwerksblocks wird die notwendige Leistung der drei Wasserpumpen vernachlässigt. Aufgrund der geringen Zeitdauer dieser Betriebszustände ist der gemachte Fehler schätzungsweise sehr gering. Bei Nennlast beträgt der elektrische Eigenverbrauch gegen Mittag ca. 9,5 MW. Während der Defokussierung der Kollektoren sinkt die elektrische Leistung der Hilfsaggregate auf 3,5 MW ab.

In Tabelle 5.2 sind zur abschließenden Betrachtung ausgewählte Simulationsergebnisse der Referenzstrategie dargestellt. Aufgeführt sind sowohl die thermischen Energiemengen des Solarfelds sowie des PB. Weiterhin sind die Brutto- und Nettowirkungsgrade des Kraftwerksblocks und die Betriebszeiten der wichtigsten Betriebszustände aufgeführt.

**Tabelle 5.2** Übersicht über die Simulationsergebnisse der Referenzstrategie

		Day 1	Day 2	Ø
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.208	6.197
Thermische Energie PB	MWh	6.203	6.235	6.219
Elektrische Energie PB (brutto)	MWh	2.739	2.753	2.746
Elektrische Energie PB (netto)	MWh	2.629	2.644	2.637
Elektrischer Eigenverbrauch	MWh	110	109	110
Bruttowirkungsgrad PB	%	44,2	44,2	44,2
Nettowirkungsgrad PB	%	42,4	42,4	42,5
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,1	1,1
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,7	3,7	3,7
Volllastbetrieb PB	h	21,5	21,4	21,5
Teillastbetrieb PB	h	0,7	0,7	0,7



Zusammenfassend lässt sich über die Ergebnisse dieser ersten Auswertung sagen, dass das Simulationsmodell die gestellten Anforderungen wunschgemäß erfüllt. Das thermodynamische Verhalten wird realistisch abgebildet und berechnet. Auch die Anfahrzeiten des Solarfelds mit ungefähr 1,2 h liegen im erwarteten Bereich.

### 5.3 Diskretisierungsfrequenz instationärer Komponenten

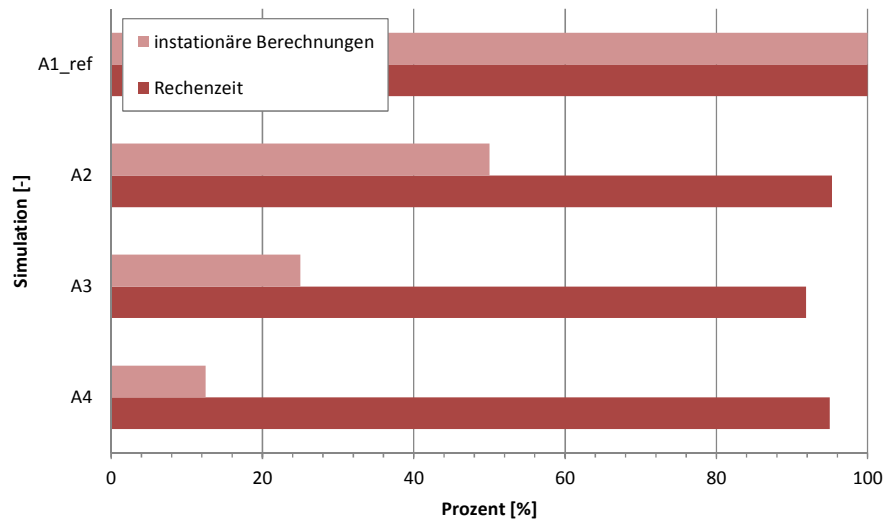
Da die instationären Bauteile 119 während der transienten Berechnungsphasen sehr viel Rechenzeit in Anspruch nehmen und das Bauteil bisher noch nicht in einer solch komplexen Kraftwerkssimulation verwendet wurde, soll nun nach der Auswertung der Referenzstrategie zunächst das Verhalten des neuen Bauteils untersucht werden. Zur Berechnung bietet das Bauteil verschiedene Einstellungsmöglichkeiten, welche sich auf das Verhalten des Bauteils auswirken. Da der gewählte Referenzzeitraum von 48 h auf dem verwendeten Rechner-system insgesamt knapp 4 h Rechenzeit benötigt, ist zunächst eine mögliche Rechenzeiteinsparung von Interesse. Untersucht werden soll dabei auch der Einfluss auf die Ergebnissen-genauigkeit der Daten. Hierbei wird die bereits in Kapitel 5.2 ausgewertete Referenzstrategie (A1\_ref) als Vergleichsmaßstab herangezogen. Variiert wird jeweils die Iterationsfrequenz. Diese kann in Epsilon auf insgesamt vier bereits vorgegebene Werte eingestellt werden. Je nach Spezifikation des Werts FFREQ wird die instationäre Berechnung der indirekten Speicher entweder in jedem, jedem zweiten, jedem vierten oder jedem achten Iterationsschritt durchgeführt. Bei der Simulation A4 können bei ca. 1000 Iterationen pro instationären Zeitschritt so bis zu 87,5 % der transienten Berechnungsvorgänge des Bauteils 119 ausgelassen werden.

In Tabelle 5.3 sind die ausgewählten Kenndaten der drei durchgeführten Simulationsdaten im Vergleich zur Referenzstrategie dargestellt. Zur Untersuchung von möglichen Veränderungen sind die Uhrzeiten der Betriebszustände des Solarfelds ausgewählt.

**Tabelle 5.3** Ergebnisse zur Untersuchung der Diskretisierungsfrequenz

		A1_ref	A2	A3	A4
Iterations-Frequenz	-	1	2	4	8
Beginn Aufwärmvorgang SF	hh:mm	05:17	05:17	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:28	06:28	06:28	06:28
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,2	1,2	1,2
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:16	19:16	19:16	19:16
Ende Abkühlvorgang SF	hh:mm	22:20	22:20	22:20	22:20
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,1	3,1	3,1
Rechenzeit	h	3,19	3,04	2,93	3,03
Elektrische Energie PB	MWh	2.739	2.739	2.739	2.739
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.186	6.186	6.186

Vergleicht man nun die erzielten Ergebnisse, so fällt auf, dass keinerlei Unterschiede zwischen den Simulationen zu verzeichnen sind. Lediglich bei der Rechenzeit sind geringe Variationen zu erkennen. In Bild 5.17 sind diese Zeiten noch einmal grafisch gegenüber gestellt. Hierzu sind die Zeiten aus Tabelle 5.3 auf die Referenzzeit der Simulation A1\_ref normiert. Die theoretische Anzahl der instationären Berechnungen wird ebenfalls auf die Referenzsimulation normiert.



**Bild 5.17** Iterationszeiten mit unterschiedlicher instationärer Berechnungsfrequenz

Die aufgeführten Energiemengen in Tabelle 5.3 fallen aufgrund der identischen An- und Abfahrzeiten des Kraftwerks ebenfalls gleich aus. Hierbei ist zu beachten, dass die elektrische Energie des PB sich auf die Kraftwerksbruttolleistung und über einen betrachteten Zeitraum von 24 h integriert wird. Die aus dem SF gewonnene thermische Energie bezieht sich auf den gleichen Zeitraum und beinhaltet neben der effektiv aufgenommen Solarenergie auch alle Verluste, die im SF auftreten.

Als Ergebnis der Untersuchung lässt sich feststellen, dass eine wesentliche Reduktion der Simulationszeit nicht erfolgt. Dies ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass nicht die gesamte Simulation instationär durchgeführt wird. Ein anderer Grund liegt in der untergeordneten Rolle der transienten Berechnungen in Relation zu den vielen stationären Gleichungen. Lediglich bei der Durchführung der Hälfte der instationären Berechnungen wird die Gesamtzeit um ungefähr 1 h verkürzt. Zu beachten ist, dass die absoluten Iterationszeiten nur für die eingesetzte PC-Hardware gültig sind. Die dargestellten Ergebnisse sind unter vergleichbaren Rechenressourcen ermittelt. Ein Einfluss der aktuellen Rechnerperformance kann somit ausgeschlossen werden.

## 5.4 Variation der Diskretisierungszeit der instationären Bauteile

Die Diskretisierung der instationären Komponenten erfolgt mit Hilfe des Crank-Nicolson-Verfahren. Hierbei muss dem Bauteil vom Anwender ein internes Zeitintervall vorgegeben werden. Dieses ist von der übergeordneten Zeitschrittweite der Time Series unabhängig. Hierbei ist der Einfluss auf das Ergebnis zu untersuchen. Für die Bewertung dieses Einflussfaktors wird die Diskretisierungszeit der Referenzstrategie A1\_ref systematisch verfeinert. In Tabelle 5.4 sind die Simulationen mit einer Diskretisierungszeit von 60 s, 30 s und 10 s gegenüber gestellt.

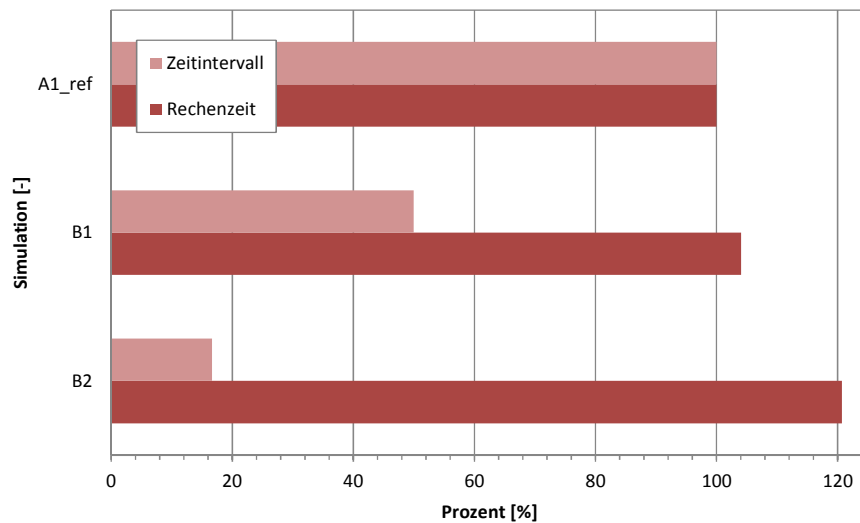
**Tabelle 5.4** Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Diskretisierungszeiten

		A1_ref	B1	B2
Diskretisierungszeit	s	60	30	10
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:28	06:19	06:17
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,0	1,0
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:16	19:14	19:13
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:20	22:15	22:15
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,0	3,0
Rechenzeit	h	3,19	3,32	3,85
Elektrische Energie PB	MWh	2.739	2.758	2.762
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.220	6.231

Es kann festgestellt werden, dass der Einfluss auf das Ergebnis der Systemsimulation signifikant ist. Insbesondere bei einer Halbierung der Diskretisierungszeit kann die umgewandelte elektrische Energie um knapp 20 MWh gesteigert werden. Die Veränderung bei der aufgenommenen thermischen Energie des Solarfelds liegt mit 34 MWh in einer vergleichbaren Größenordnung. Auch die An- und Abfahrzeiten des SF verändern sich allein aufgrund einer höheren zeitlichen Diskretisierung um 6-12 min.

Der Zugewinn durch eine weitere Steigerung der zeitlichen Auflösung auf 10 s bewirkt hingegen nur noch eine geringe Veränderung der Ergebnisse. Der Einfluss auf die Anfahr- und Abfahrzeiten fällt in vergleichbarer Weise wie bei der Energiebetrachtung dann ebenfalls gering aus.

In Bild 5.18 sind die Einflüsse auf die Rechenzeit noch einmal grafisch verdeutlicht. Bei der Darstellung der Rechenzeiten wird die Simulation A1\_ref als Maßstab zur Normierung verwendet. Es zeigt sich, dass durch einen sehr geringen zeitlichen Mehraufwand von 4 % wesentlich exakter simuliert werden kann. Sollte die Simulationszeit eine noch größere Steigerung zulassen, ist die Simulation mit einer Diskretisierungszeit von 10 s zu wählen. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass bei einer Diskretisierungszeit von 30 s bereits sehr gute Ergebnisse erzielt werden.



**Bild 5.18** Rechenzeiten mit unterschiedlicher instationärer Diskretisierungszeit

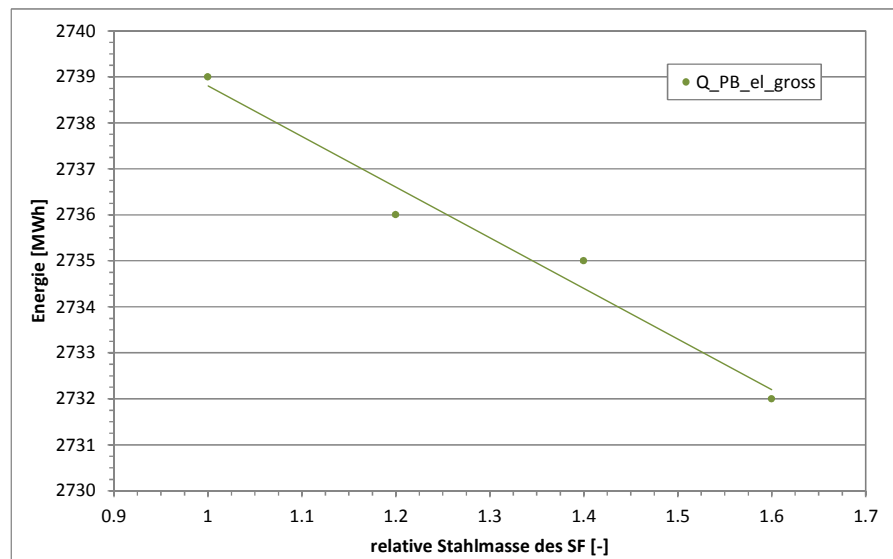
## 5.5 Einfluss der thermischen Trägheiten im Solarfeld

Die transienten Vorgänge im Solarfeld werden durch die im System enthaltenen thermischen Trägheiten beeinflusst. Diese Trägheiten setzen sich zu einem großen Anteil aus den in den Rohrleitungen verbauten Stahlmassen zusammen. Um diesen Einfluss zu untersuchen, werden die Stahlmassen im Solarfeld systematisch verändert. Da die Absorberrohre aufgrund der Herstellervorgaben fest vorgegeben sind, bleiben diese unverändert. In Tabelle 5.5 sind die relativen Stahlmassen der Header- und Versorgungsleitungen (C1-C3) aufgeführt. Unter Berücksichtigung der gesamten Stahlmasse im SF ergibt sich auch dessen relative Masse. Als Vergleich dient wieder die Referenzstrategie (A1\_ref).

**Tabelle 5.5** Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen thermischen Trägheiten

		A1_ref	C1	C2	C3
Relative Stahlmasse Header- und Versorgungsleitungen	-	1	1,5	2,0	2,5
Relative Stahlmasse SF	-	1	1,2	1,4	1,6
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:28	06:29	06:30	06:31
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,2	1,2	1,2
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:16	19:18	19:19	19:21
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:20	22:28	22:38	22:47
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,2	3,3	3,4
Elektrische Energie PB	MWh	2.739	2.736	2.735	2.732
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.186	6186	6.193

In Bild 5.19 ist die umgewandelte elektrische Bruttoenergie in Abhängigkeit der im Solarfeld enthaltenen relativen Stahlmasse dargestellt.



**Bild 5.19** Einfluss einer relativen Stahlmasse im SF auf die elektrische Energie

Bei der Betrachtung der An- und Abfahrzeiten in Tabelle 5.5 ist deutlich der zeitliche Einfluss der vergrößerten thermischen Trägheiten zu erkennen. Allerdings findet dieser beim Anfahrvorgang nur im Minutenbereich statt. Dies lässt sich mit den dort auftretenden großen Strömungsgeschwindigkeiten erklären. Der dadurch verbesserte Wärmeübergang in den instationären Bauteilen beschränkt den Einfluss auf die Anfahrzeit. Beim Abfahrvorgang herrschen wesentlich geringere Strömungsgeschwindigkeiten. Dadurch wirkt sich eine Erhöhung der Stahlmassen um 50 % bereits mit einer Verlängerung des Anfahrvorgangs um 6 min aus. Zusammenfassend lässt sich der Einfluss der thermischen Trägheiten als gering einstufen.

## 5.6 Einfluss der zeitlichen Auflösung der Simulationsdaten

Nun wird der Einfluss auf die Ergebnisgenauigkeit bestimmt. Hierzu wird aus dem bisher verwendeten Referenzdatensatz zwei neue Datensätze mit einer Auflösung von 5 bzw. 10 min erzeugt. Die Strahlungsdaten werden über den entsprechenden Zeitraum gemittelt. So bleiben die eingestrahltten Energiemengen auf das SF über den betrachteten Simulationszeitraum konstant.

In Tabelle 5.6 sind die Ergebnisse des ersten Simulierten Betriebstages aufgeführt. Bei der Auswertung der Anfahrzeiten des SF ist festzustellen, dass die Anfahrzeiten sich jeweils auf den nächsten Zeitschritt verschieben. Dadurch wird die Unschärfe der gesamten Ergebnisse

etwas größer. Grundsätzlich lässt sich feststellen, dass die maximal mögliche Abweichung mit einer größeren zeitlichen Auflösung zunimmt. Allerdings führt dies nicht zwangsläufig zu einem generellen Unter- oder Überschätzen der Energieerträge. So ist beispielsweise die integrierte elektrische Energie des PB bei einer zeitlichen Auflösung von fünf Minuten geringer als bei einer Simulation mit minütlicher Auflösung. Hingegen ergibt der gleiche Datensatz bei einer Mittelung bei Zehn-Minutenwerten eine etwas größere elektrische Energieproduktion. Eine grundsätzliche und allgemein gültige Aussage zum Verhalten kann auf Grundlage der ermittelten Datensätze nicht getroffen werden. Beim vorliegenden Referenzzeitraum beschränkte sich die Streuung der Ergebnisse auf knapp  $\pm 1\%$  des Vergleichswerts.

**Tabelle 5.6** Ergebnisse der unterschiedlich zeitlich aufgelösten Simulationen

		A1_ref	D1	D2
Auflösung der Simulationsdaten	min	1	5	10
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:24	05:29
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:28	06:39	06:29
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,2	1,0
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:16	19:24	19:29
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:20	22:24	22:29
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,0	3,0
Elektrische Energie PB	MWh	2.739	2.709	2.756
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.109	6.178

## 5.7 Optimierung der Kollektorfokussierung

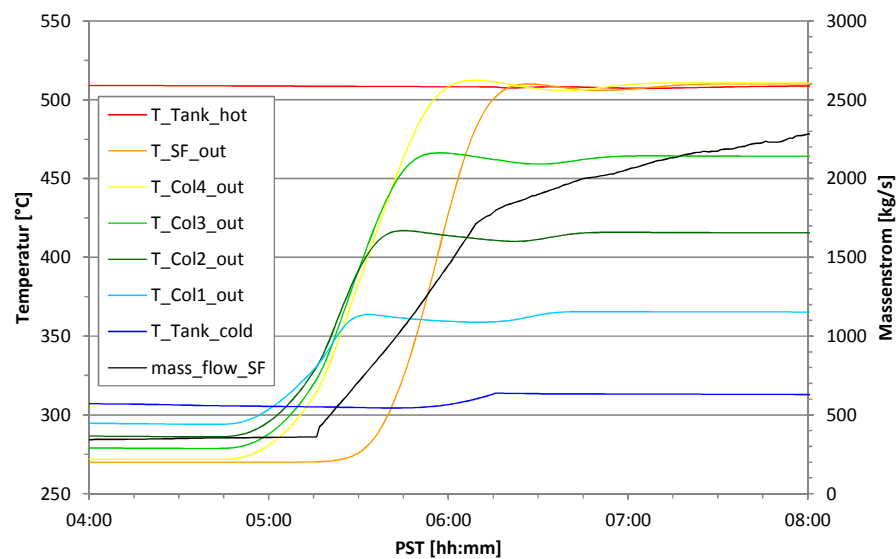
Durch eine veränderte Kollektorfokussierung kann mehr Energie vom SF aufgenommen werden. Dies bedeutet, dass alle Kollektoren bei Sonnenaufgang gleichzeitig fokussiert werden. Zusätzlich werden die Kollektoren bis Sonnenuntergang fokussiert. Wie den Ergebnissen aus Tabelle 5.7 zu entnehmen ist, wirkt sich die veränderte Betriebsstrategie bei der Kollektorfokussierung hauptsächlich auf den Aufwärmvorgang des SF aus.

Demnach kann mit der veränderten Steuerung der Kollektoren der Anfahrvorgang von 71 min auf 58 min abgesenkt werden. Beim Abkühlvorgang ist das Optimierungspotential deutlich geringer. Dieser wird durch die natürliche Fokussierung nur um eine Minute verschoben. Die produzierte elektrische Energie kann durch die Anwendung der veränderten Strategie insgesamt um 27 MWh gesteigert werden. Die thermische Energieaufnahme steigt im betrachteten Zeitraum ebenfalls um 58 MWh an.

**Tabelle 5.7** Ergebnisse der Simulationen mit optimierter Kollektorfokussierung

		A1_ref	E1
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:28	06:15
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,2	1,0
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:16	19:17
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:20	22:21
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,1
Elektrische Energie PB	MWh	2.739	2.766
Thermische Energie SF	MWh	6.186	6.244

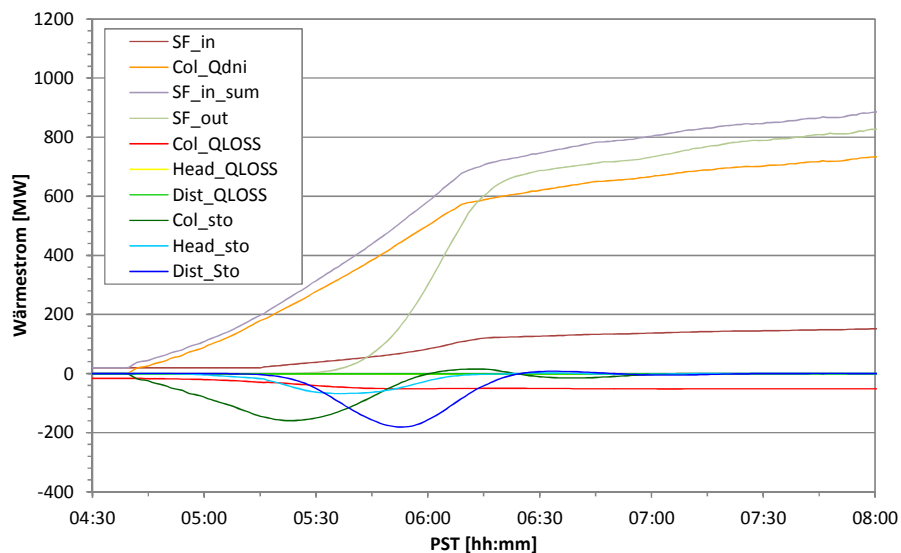
In Bild 5.20 ist der Anfahrvorgang der optimierten Betriebsstrategie abgebildet. Hierbei sind neben den Temperaturen der beiden Speichertanks auch die Austrittstemperaturen der Salzschmelze an den vier Kollektoren dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass diese nun nahezu gleichzeitig ansteigen. In Bild 5.6 sind die Temperaturen durch die sequentielle Fokussierung verzögert.

**Bild 5.20** Temperaturen beim Anfahrvorgang des SF mit simultaner Fokussierung

Die veränderte Strategie beeinflusst auch die Wärmeströme im Solarfeld, welche in Bild 5.21 dargestellt sind. Hierbei ist festzustellen, dass im Vergleich Bild 5.7 die aufgenommene solare Energie kontinuierlich stattfindet. Die dort auftretenden Schwankungen sind auf die sequentielle Fokussierung zurückzuführen und bei optimierter Strategie nicht mehr enthalten.

Der Temperaturverlauf beim Abfahrvorgang mit natürlicher Fokussierung des Solarfelds unterscheidet sich nicht im Vergleich zu der erzwungenen Defokussierung. Allerdings kann die zusätzliche Energie bis Sonnenuntergang mit aufgenommen werden. Da im Stand-by-

Betrieb ebenfalls das Solarfelds durchströmt werden muss, kann bei einem salzbetriebenen solarthermischen Kraftwerk die natürliche Defokussierungsstrategie angewendet werden. Um die Vergleichbarkeit mit der Referenzsimulation A1\_ref zu gewährleisten, sind bei der Simulation E1 die gleichen Simulationsparameter, wie z.B. Diskretisierungszeit und Iterationsfrequenz, vorgegeben. Hierdurch können die Ergebnisse direkt miteinander verglichen werden



**Bild 5.21** Wärmeströme beim Anfahrvorgang des SF mit optimierter Fokussierung

## 5.8 Optimierung der Speichertankumschaltung

Die Länge des Anfahrvorgangs wird neben der Sonneneinstrahlung und der Fokussierungsstrategie nur durch den Umschaltvorgang des Speichertanks beeinflusst. Um die Temperatur des Speichertanks möglichst nicht abzusenken ist in der Referenzstrategie die Umschaltemperatur auf 500°C festgelegt. Hierdurch wird jedoch während des Anfahrvorgangs sehr viel Energie in den kalten Speichertank geleitet. Um den Einfluss und mögliche Optimierungspotentiale zu untersuchen, wird die Umschaltemperatur schrittweise abgesenkt. Dadurch verkürzten sich sowohl der Anfahr- wie auch der Abfahrvorgang des Solarfelds. Ziel ist es eine möglichst optimale Umschaltemperatur zu ermitteln. Um die Anfahrzeit des Solarfelds möglichst gering zu halten, werden die Ergebnisse aus Kapitel 5.7 mit einbezogen. Die Kollektoren werden beim Anfahr- bzw. Abfahrvorgang wie bei der Simulation E1 simultan fokussiert bzw. natürlich defokussiert. Aus diesem Grund dienen die Ergebnisse der Simulation E1 nun als Vergleich. Die restlichen Parameter des Simulationsmodells entsprechen der Referenzstrategie A1\_ref. In Tabelle 5.8 und 5.9 sind ausgewählte Simulationsergebnisse für den ersten Betriebstag dargestellt.



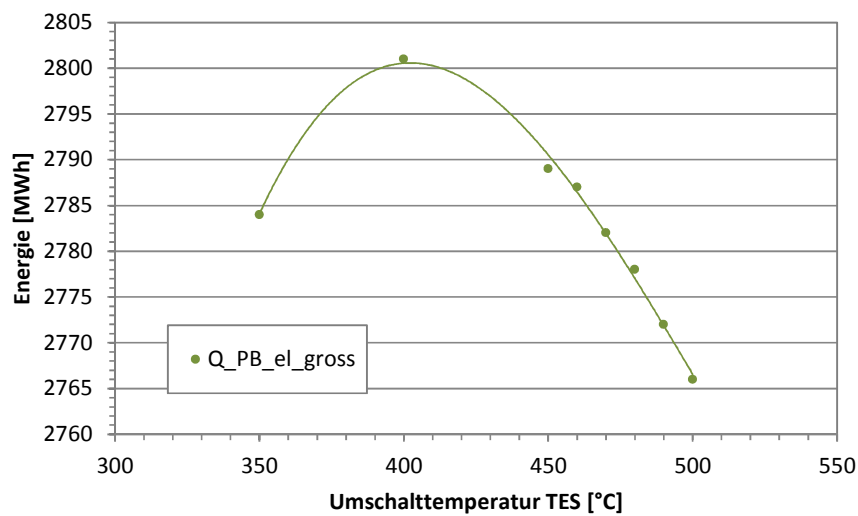
**Tabelle 5.8** Ergebnisse der Simulationen mit veränderter Tankumschalttemperatur

		E1	F2	F4
Umschalttemperatur		500	480	460
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:15	06:09	06:05
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,0	0,9	0,8
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:17	19:32	19:44
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:21	22:17	22:16
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	2,8	2,5
Elektrische Energie PB	MWh	2.766	2.778	2.787
Thermische Energie SF	MWh	6.244	6.281	6.300

**Tabelle 5.9** Fortsetzung der Tabelle 5.8

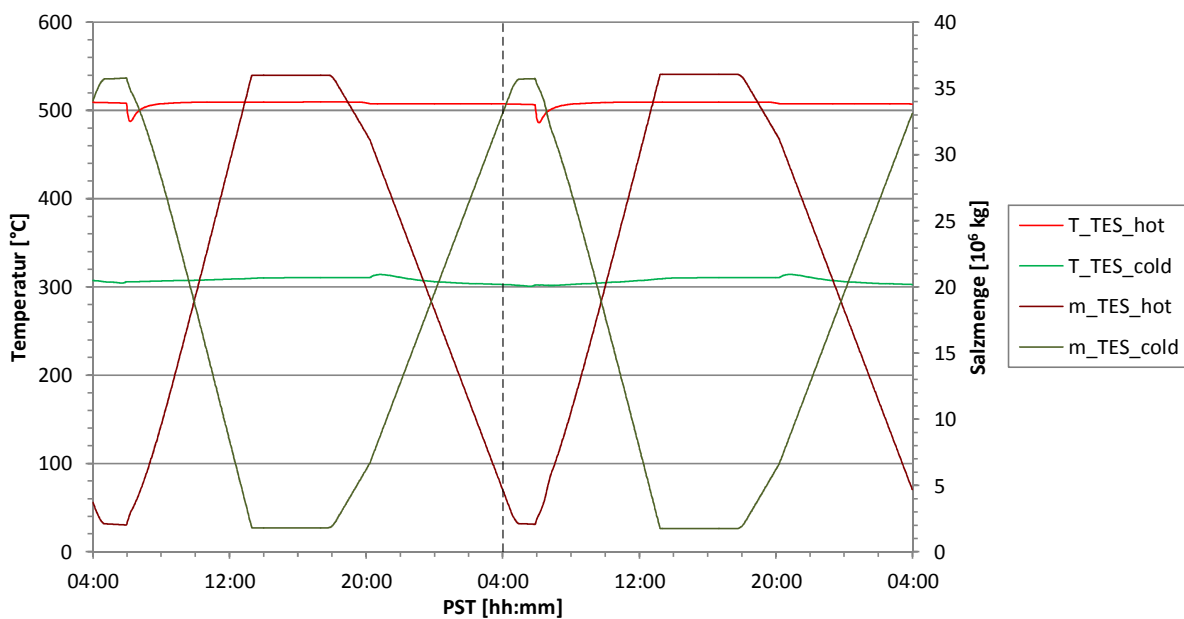
		F5	F6	F7
Umschalttemperatur		450	400	350
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17	05:17
Umschaltvorgang TES	hh:mm	6:04	5:57	05:50
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	0,8	0,7	0,6
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:49	20:12	20:35
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:16	22:23	22:17
Dauer Abkühlvorgang SF	h	2,4	2,2	1,7
Elektrische Energie PB	MWh	2.789	2.801	2.784
Thermische Energie SF	MWh	6.302	6.330	6.300

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich der Umschaltvorgang bei sehr hohen Salztemperaturen ungünstig auf den Ertrag des Kraftwerks auswirkt. Führt man die Umschaltvorgänge bei niedrigeren Temperaturen durch, so kann pro Betriebszyklus eine größere Menge an Salz in den heißen Speichertank geleitet werden. Dies bedeutet, dass die Tanktemperatur des heißen Speichers unter ihren Auslegungswert von ca. 510 °C abfällt. Die Vorlauftemperatur der Salzschnmelze beeinflusst wiederum den Wirkungsgrad des thermodynamischen Kreisprozesses. Dieser sinkt bei abnehmender Salztemperatur ebenfalls ab. Allerdings zeigen die durchgeführten Simulationen F1-F8 deutlich, dass trotz des schlechteren Wirkungsgrads der Energieertrag des Generators im Vergleich zur Simulation E1 gesteigert werden kann. Bei detaillierter Betrachtung in Bild 5.22 kann man erkennen, dass die elektrische Energie bei einer Umschalttemperatur von ca. 425 °C ein lokales Optimum erreicht hat und bei einer weiteren Absenkung der Salztemperatur wieder abnimmt.



**Bild 5.22** Elektrische Energie in Abhängigkeit der Tankumschalttemperatur

Durch die Veränderung der Umschaltstrategie wird das Speichersystem beeinflusst. Vergleicht man Bild 5.23 mit dem Bild 5.14 so fällt auf, dass der heiße Speichertank (rot) nun erkennbaren Schwankungen unterworfen ist.



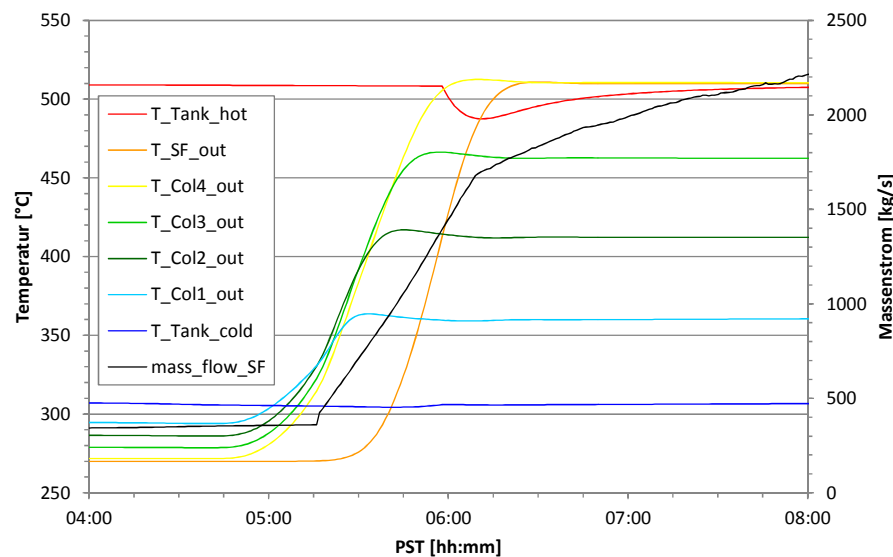
**Bild 5.23** Verhalten des Speichersystems bei einer Umschalttemperatur von 400 °C

Diese erste große Schwankung um ca. 06:00 Uhr entsteht durch den Anfahrvorgang des Solarfelds. Da der Tank über die Nacht hindurch unter Volllast bis zu seinem untersten Füllstand geleert wird, wirkt sich der 400 °C kalte Salzmassenstrom sehr stark auf die Tempera-

tur des Speichertanks aus. Der zweite Umschaltvorgang beim Abfahren des Solarfelds ist aufgrund der inzwischen stattgefundenen Massenverlagerung im heißen Speichertank (dunkelrot) nahezu nicht mehr zu erkennen.

Im Gegensatz hierzu wird jedoch ab ca. 20:15 Uhr der Rücklauf vom Solarfeld in den kalten Tank geleitet. Da dieser aufgrund des guten Betriebstages fast leer ist (vgl. dunkelgrüne Linie in Bild 5.23), wirkt sich hier das zunächst noch ca. 400 °C warme Salz erkennbar auf die Temperatur des kalten Speichers (grün) aus. Im Vergleich zum Bild 5.14 ist diese Schwankung nahezu vernachlässigbar gering.

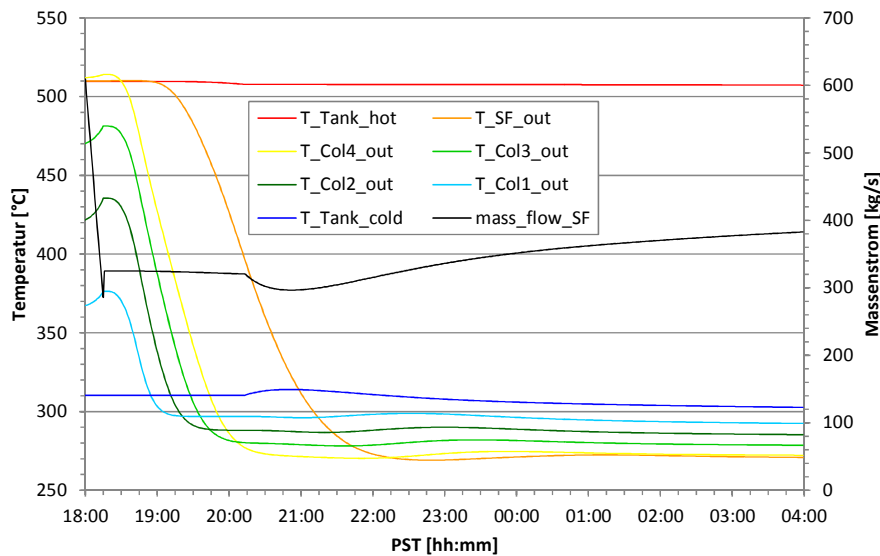
In Bild 5.24 sind die Temperaturen im SF während des Anfahrvorgangs des ersten Simulationstags dargestellt.



**Bild 5.24** Anfahrvorgang des SF bei einer Tankumschalttemperatur von 400 °C

Die schon angesprochene ausbleibende starke Erhöhung der Tanktemperatur beeinflusst wie zu erkennen auch die Einschwingdauer des Systems. Da die Eingangstemperatur ins SF nahezu konstant bleibt müssen die Regler diese zusätzliche Störung nicht ausgleichen. Bereits gegen 06:30 Uhr haben alle Temperaturen ihre stationären Endwerte erreicht. Bereits zu diesem Zeitpunkt kann das SF in den schneller ablaufenden stationären Berechnungsmodus versetzt werden. Im Bild 5.20 dauerte der Einschwingvorgang bei der Vergleichssimulation mit optimierter Fokussierungsstrategie bis ca. 08:00.

Die Auswirkungen auf den Abfahrvorgang in Bild 5.25 sind im Vergleich zum bisherigen Abfahrvorgang vergleichsweise gering. Lediglich der Massenstrom im Solarfeld fällt durch die geringe Absenkung der Tanktemperatur nicht so stark ab wie bei der Referenzstrategie A1\_ref und der Simulation E1.



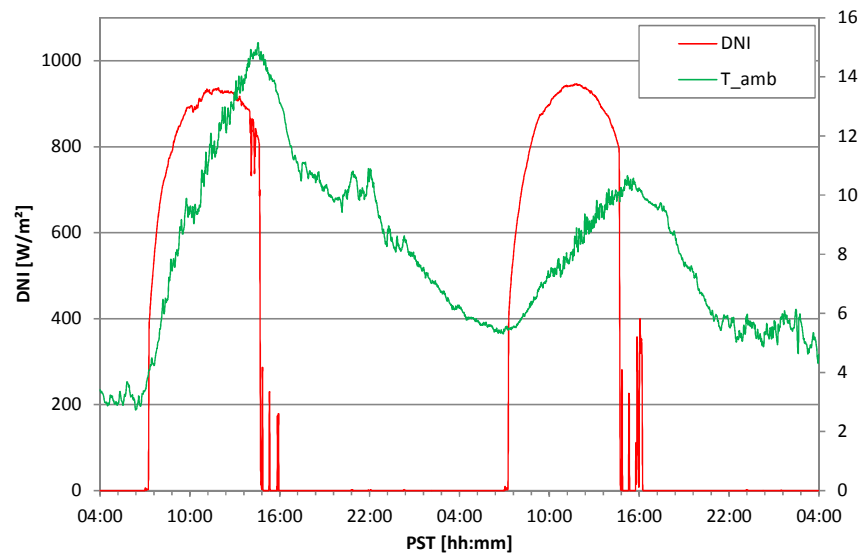
**Bild 5.25** Abfahrvorgang des SF bei einer Tankumschalttemperatur von 400 °C

Durch die Simulationen in diesem Kapitel ist die optimale Umschalttemperatur für das modellierte System nun mit ca. 400 °C bekannt. Durch diese Feststellung kann der elektrische Energieertrag beim Betrieb solarthermischer Kraftwerke weiter gesteigert werden.

## 5.9 Vergleich der unterschiedlichen Abkühlverhalten des Kraftwerkblocks

Bei der Modellbildung in Kapitel 4.7.1 wurden zwei Abkühlvarianten für den PB hinterlegt. Deren Einfluss auf die Simulationsergebnisse wird nun untersucht. Hierfür wird die Simulation E1 als Vergleich herangezogen. Um die Strategien bewerten zu können, werden die Referenztage 21. und 22.06. (vgl. Bild 5.4) mit kaltem Salz (G1) temperiert. Zusätzlich wird ein Betriebstag mit einer längeren PB-Stillstandszeit zur Untersuchung herangezogen. Hierfür wird der 21. und 22.12. (vgl. Bild 5.26) gewählt. Die beiden ausgewählten Tage haben nur jeweils ca. acht Sonnenstunden. Auch mit diesem Datensatz werden beide Abkühlstrategien des PB (G2 und G3) simuliert. Die Simulationsergebnisse der durchgeführten Simulationen sind in Tabelle 5.10 aufgeführt.

Die Strategie 2 erbringt nach der Auswertung der Tabelle 5.10 weder am ausgewählten Sommer- noch am Wintertag eine größere Menge an elektrischer Energie im Vergleich zu Beheizungsstrategie 1. Die Ergebnisse der Simulationen legen den Schluss nahe, dass bei täglichen Anfahrvorgängen der PB während der Stillstandszeit weiter mit heißem Salz beheizt werden sollte. So kann an einem Wintertag ca. 4 % mehr elektrische Energie umgewandelt werden. Die Verkürzung der Anfahrzeit durch die Strategie 1 überkompensiert damit die größeren thermischen Verluste während der Stillstandszeit des PB.



**Bild 5.26** Wetterdaten der Simulationen G2 und G3 am 21. und 22.12.

**Tabelle 5.10** Ergebnisse unterschiedlicher PB Temperierungsvarianten

		E1	G1	G2	G3
Temperierungsstrategie PB	-	1	2	1	2
Beginn Aufwärmvorgang	hh:mm	05:17	05:17	07:40	07:44
Umschaltvorgang TES	hh:mm	06:15	06:15	08:48	08:48
Dauer Aufwärmvorgang SF	h	1,0	1,0	1,1	1,1
Umschaltvorgang TES	hh:mm	19:17	19:17	15:52	15:32
Ende Abkühlvorgang	hh:mm	22:21	22:21	18:58	18:53
Dauer Abkühlvorgang SF	h	3,1	3,1	3,1	3,1
Elektrische Energie PB	MWh	2.766	2.749	893	856
Thermische Energie SF	MWh	6.244	6.216	1.768	2.027



## 6 Zusammenfassung

Die Erzeugung von elektrischem Strom mit Hilfe von solarthermischen Parabolrinnenkraftwerken ist bereits seit längerem kommerziell erprobt. Der bisherige Einsatz von Thermoöl bringt jedoch verschiedene Nachteile mit sich. Als Alternative können flüssige Salzschnmelzen als Wärmeträgermedien im Solarfeld eingesetzt werden. Ein entscheidender Nachteil ist deren hoher Erstarrungspunkt, der unter keinen Umständen unterschritten werden darf. Allerdings hat die Verwendung von Salzschnmelzen, aufgrund der höheren thermischen Belastbarkeit und den damit möglichen höheren Prozesstemperaturen, thermodynamische Vorteile.

Mit dem instationären Epsilonmodell eines Kraftwerks mit einer elektrischen Bruttoleistung von 125 MW kann nun der Betrieb von Parabolrinnenkraftwerken mit naheutektischen Salzschnmelzen systematisch untersucht werden. Dies war bislang in diesem Umfang in Epsilon nicht möglich. Hierbei kommt zum ersten Mal auch ein Benson-Zwangsdurchlaufkessel zur Dampferzeugung zum Einsatz. Das gesamte Modell ist instationär ausgeführt, da bei einem solarthermischen Kraftwerk insbesondere die täglichen An- und Abfahrvorgänge des Kraftwerksblocks bzw. des Solarfelds von Interesse sind.

Durch die durchgeführten Simulationen kann gezeigt werden, dass mit Hilfe von Epsilon vollständige transiente Betriebszyklen thermodynamisch detailliert abgebildet und simuliert werden können. Auch die realistische Modellierung des Benson-Dampferzeugers kann erfolgreich mit Hilfe eines Ersatzmodells zur Systemsimulation eingesetzt werden. Die entwickelten Modellierungsansätze für instationäre Bauteile im Solarfeld mit Hilfe des indirekten Speicherbauteils 119 sind mit einer ausreichenden Genauigkeit ebenfalls einsetzbar.

Die transiente Berechnung wird während der Simulation nur für die Anfahr- und Abfahrvorgänge im Solarfeld eingesetzt, kann sehr viel Rechenzeit eingespart werden. Die betrachteten Zeiträume sind so innerhalb von wenigen Stunden mit Hilfe von Epsilon zu berechnen. Dieser Ansatz erweist sich als sehr zielführend und zweckdienlich. Bei der eingehenden Untersuchung des Bauteils 119 kann gezeigt werden, dass die Veränderung der Iterationsfrequenz während transienter Zeitschritte bei gleichbleibenden Ergebnissen nur geringen Einfluss auf die Rechenzeit der Gesamtsimulation hat. So empfiehlt sich die Aussetzung jedes zweiten instationären Berechnungsschritts während der Iteration aufgrund der hier auftretenden geringen Zeiteinsparung.

Eine geringere Diskretisierungszeit der transienten Berechnungsschritte führt zu einer Vergrößerung der Genauigkeit. Es kann mit den Simulationen gezeigt werden, dass sich bei einer abnehmenden Diskretisierungszeit die Simulationsergebnisse einem Endwert annähern. Daher ist es empfehlenswert mit einer möglichst geringen Diskretisierungszeit zu rechnen. Durch den erhöhten Rechenaufwand steigt allerdings die Rechenzeit an. Aus diesem Grund muss vor Simulationsbeginn die gewünschte Genauigkeit festgelegt werden. Für erste grobe Abschätzungen ist demnach die Diskretisierungszeit möglichst groß zu wählen. Einen weiteren Einfluss auf die Diskretisierungszeit hat das Auftreten von großen Gradienten im Solarfeld. Sind die Diskretisierungsabstände innerhalb der Bauteile 119 dann zeitlich zu groß gewählt, kann das Bauteil nicht mehr erfolgreich berechnet werden.

Die Trägheiten des Solarfelds beeinflussen ebenfalls das Betriebsverhalten des Kraftwerks. Durch eine Variation der Stahlmassen in den Header- und Versorgungsleitungen kann deren Einfluss ermittelt werden. Mit steigender Stahlmasse sinkt der tägliche Stromertrag um einige Megawattstunden ab. Hierdurch lässt sich feststellen, dass die Wandstärke der verwendeten Rohrleitungen möglichst gering sein sollte, was auch unter Einbeziehung der Investitionskosten zu niedrigeren Stromgestehungskosten führt. Letztendlich zeigte sich aber, dass der Einfluss der thermischen Trägheiten auf die Betriebszyklen von Parabolrinnenfeldern keinen allzu großen Einfluss besitzt.

Wetterdaten, wie DNI und Umgebungstemperatur, liegen oft nur in einer sehr groben zeitlichen Auflösung vor, daher wird untersucht inwieweit sich dies auf die Simulationsergebnisse auswirkt. Durch die Generierung von gemittelten Datensätzen mit einer größeren zeitlichen Auflösung werden vergleichbare Einstrahlungsbedingungen geschaffen. Bei der Auswertung der Simulationsergebnisse zeigt sich beim untersuchten System keine eindeutige Tendenz. Allerdings kann zusammenfassend davon ausgegangen werden, dass bei einer zeitlichen Auflösung von fünf bzw. zehn Minuten die produzierte elektrische Energiemenge um ca.  $\pm 1\%$  im Vergleich zur Referenzstrategie schwankt. Als Schlussfolgerung ist der Einsatzzweck der Simulation für die erforderliche zeitliche Auflösung entscheidend. Liegt der Fokus auf der erzeugbaren Menge an elektrischer Energie, so können mit grob aufgelösten Zeitschritten gute Ergebnisse erzielt werden. Für die möglichst exakte Auflösung transients Vorgänge im System sollte auch eine entsprechend zeitliche detaillierte Simulation durchgeführt werden.

Bei der Entwicklung der Referenzstrategie im Rahmen dieser Arbeit sind die bei solarthermischen Ölkraftwerken bewährten Betriebsstrategien adaptiert. Da sich das Solarfeld und das Speichersystem vom Aufbau eines solchen Kraftwerks von einem vollständig salzbetriebenen Parabolrinnenkraftwerk unterscheiden, waren Optimierungspotentiale zur Steigerung sowohl des thermischen wie auch des elektrischen Energieertrags vorhanden. Hierzu wird die Steuerung der Kollektoren beim An- und Abfahren verändert. Dadurch können vor al-



lem die Anfahrvorgänge noch einmal deutlich verkürzt und der Gesamtenergieertrag gesteigert werden.

Befindet sich das Solarfeld im Stand-By-Modus, so muss dieses vom Speichersystem aus beheizt werden. Daher wird die abgekühlte Salzschnmelze aus dem Solarfeld in den kalten Speichertank zurückgeleitet. Beim Anfahrvorgang der Referenzstrategie wird die Salzschnmelze erst ab einer Temperatur von 500 °C in den heißen Tank geleitet. So ist gewährleistet, dass der Kraftwerksblock immer bei einem möglichst großen thermischen Wirkungsgrad betrieben werden kann. Dies hat zu Folge, dass viel thermische Energie in den kalten Tank geleitet wird und damit nicht im Dampferzeuger genutzt werden kann. Durch eine systematische Optimierung kann gezeigt werden, dass der optimale Umschaltzeitpunkt für das modellierte System bei einer Temperatur von ca. 400 °C liegt. Durch den frühen Umschaltvorgang wird der heiße Speichertank zwar abgekühlt, die längere Laufzeit wiegt diesen Nachteil jedoch mehr als auf.

Da auch bei einem außer Betrieb genommenen Dampferzeuger keine Erstarrung der Salzschnmelze einsetzen darf, muss kontinuierlich eine Durchströmung stattfinden. Mit der Arbeit kann gezeigt werden, dass am untersuchten Modell eine Temperierung mit kaltem Salz nur bei einem längerfristigen Stillstand interessant ist. Bei den untersuchten Stillstandszeiten von bis zu acht Stunden erwies es sich als sinnvoller, den Dampferzeuger mit heißem Salz zu beheizen und so auf seinem Prozesstemperaturniveau zu halten.



## 7 Ausblick

Die Entwicklung eines Kraftwerksmodells nimmt in der Regel sehr viel Arbeitszeit in Anspruch. Es ist daher wünschenswert, dass das Modell auch für weitere Arbeiten verwendet bzw. als Ausgangspunkt herangezogen wird. Hierzu werden in diesem abschließenden Kapitel Hinweise zur Fortführung bzw. Weiterentwicklung der Arbeit aufgeführt.

Der Modellierungsansatz des instationären Kollektors ist aufgrund der seriellen Verschaltung von Kollektorbauelement und indirektem Speicher nur eine Näherung eines realen echten Kollektors. Hierdurch wird beim Anfahrvorgang schätzungsweise ca. 24 % zu viel Energie eingespeichert. Diese steht dann beim Abfahren des solarthermischen Kraftwerks nach Sonnenaufgang wieder zur Verfügung und erhöht somit die Speichermasse des Systems und damit auch die produzierbare elektrische Energie. Diese Auswirkungen können aktuell nur abgeschätzt werden. Ein möglicher Ansatz wäre die Modellierung eines Kollektorloops mit einer größeren Anzahl an Bauteilen und einer veränderten Positionierung. Dadurch würde der Modellierungsaufwand zwar ansteigen, allerdings wären Aussagen zum Einfluss des Modellierungsansatzes möglich.

Aufgrund von fehlenden Betriebserfahrungen mit dem Abkühl- und Anfahrverhalten von salzbetriebenen Dampferzeugern, werden in der Modellbildung Annahmen aus rauchgasbefeuerten Kesseln getroffen. Diese Annahmen sind in Zukunft zu überprüfen und gegebenenfalls zu verbessern bzw. anzupassen.

Nicht untersucht ist der Einfluss der Knotenanzahl für die instationäre Berechnung mit dem Bauteil 119. Die gewählte Knotenanzahl zur Berechnung der Simulationen in der vorliegenden Arbeit ist sehr gering. Allerdings steigt mit der Knotenanzahl auch die Rechenzeit. Um den Einfluss der Knoten zu ermitteln, sollten mehrere Simulationen mit unterschiedlicher Knotenanzahl durchgeführt werden. Hierbei ist zu beachten, dass bei einer höheren Knotenanzahl die interne Diskretisierungszeit der instationären Bauteile möglichst klein eingestellt werden muss.

Die meisten Ergebnisse dieser Arbeit beziehen sich auf die ausgewählten sehr guten Einstrahlungsbedingungen während des Referenzzeitraum 21.06. – 22.06. und sind daher nur für vergleichbare Betriebstage direkt anwendbar. Daher gilt es die erlangten Erkenntnisse auch an anderen Vergleichstagen zu überprüfen. Hierbei sollten auch Tage mit wechselhafter solarer Einstrahlung berücksichtigt werden. Um das Abkühlverhalten des Dampferzeugers

detaillierter zu untersuchen sollten auch Stillstandszeiten über mehrere Tage hin simuliert werden. Hierdurch kann der Umkehrpunkt der beiden Abkühlstrategien ermittelt werden.

Da der Kraftwerksblock während der untersuchten Zeiträume oft nur sehr kurz heruntergefahren wird, bietet sich eine weitere Untersuchung an. Der Abschaltvorgang könnte durch eine Lastabsenkung des Dampferzeugers umgangen werden. Dabei sinkt allerdings aufgrund der dann auftretenden Teillastbedingungen automatisch der Wirkungsgrad des Dampferzeugers. Allerdings kann damit der Anfahrvorgang umgangen werden. Ziel der Untersuchung sollte sein, eine optimale Lastabsenkung für einen Betriebszyklus zu ermitteln. Hierbei kann sowohl der Zeitpunkt wie auch die Größe der Lastabsenkung variiert werden. Aus den Erfahrungen der bereits durchgeführten Optimierungen lässt sich sagen, dass sich gerade bei kurzen Stillstandszeiten Verbesserungspotentiale verbergen.

Während mancher Betriebstage kann aufgrund der Auslegung des Speichersystems nicht die gesamte thermische Strahlungsenergie vom Kraftwerk aufgenommen werden. Aus diesem Grund werden an Tagen mit sehr guten Strahlungsbedingungen die Kollektoren defokussiert. Dieser Umschaltvorgang führt zu einer starken Veränderung im Solarfeld. Da das erstellte Modell allerdings während des transienten Berechnungsmodus keine Defokussierung zulässt, wird diese Änderung nur stationär berücksichtigt. Dadurch verändert sich der Temperaturgradient über das Solarfeld, ohne die Berücksichtigung des Energieniveaus der indirekten Speicherbauteile im Solarfeld mit einzubeziehen. Hierdurch wird ein geringer Fehler gemacht. Durch die Funktionalität einer transienten Defokussierungsstrategie könnte dieser Fehler behoben und die Ergebnisse der bisherigen Defokussierung gegenüber gestellt werden.

## **Rechtsverbindliche Erklärung**

Ich versichere, dass ich die Masterarbeit selbstständig verfasst, noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel benutzt sowie wörtliche und sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet habe.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift



## Literaturverzeichnis

- [1] BP: Statistical Review of World Energy 2011.
- [2] Trieb, F.; Schillings, C.; O'Sullivan, M.; et al.: Global Potential of Concentrating Solar Power. Abrufdatum 28.05.2012.
- [3] Solar Millenium: Solarkraftwerk Andasol 3.  
URL: [http://www.solarmillennium.de/Press/Press\\_Releases/Archive\\_2010/Archive\\_2010\\_lang1,376,1850.html](http://www.solarmillennium.de/Press/Press_Releases/Archive_2010/Archive_2010_lang1,376,1850.html). Abrufdatum 28.05.2012.
- [4] Quaschnig, V.: Regenerative Energiesysteme. Technologie, Berechnung, Simulation, 7. Auflage. München.
- [5] DLR - Medienportal - Home. URL: <http://www.dlr.de/media/desktopdefault.aspx/>. Abrufdatum 25.06.2012.
- [6] Flagsol GmbH: Parabolic Troughs.  
URL: <http://www.flagsol.com/flagsol/english/technology/solar-thermal-power-plants/parabolic-troughs/index.html>. Abrufdatum 21.08.2012.
- [7] Burkholder, F.; Kutscher, C.: Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver.
- [8] Epple, B.: Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen, 2. Auflage. Wien [u.a.] 2009.
- [9] Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 7. Auflage. Berlin, Heidelberg 2010.
- [10] Google Earth, Version 6.2.2.6613 2012.
- [11] Schenk, H.; Eck M.: Yield Analysis for Parabolic Trough Solar Thermal Power Plants – A Basic Approach 2012.
- [12] Kearney, D.; Herrmann, U.; Nava, P.; et al.: Assessment Of A Molten Salt Heat Transfer Fluid In A Parabolic Trough Solar Field 2002.
- [13] Bradshaw, R. W.; Siegel, N. P.: Molten Nitrate Salt Development for Thermal Energy Storage in Parabolic Trough Solar Power Systems. Abrufdatum 05.09.2012.
- [14] Solutia Inc.: Therminol VP-1. URL: <http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp>.
- [15] Raade, J. W.; Padowitz, D.: Development Of Molten Salt Heat Transfer Fluid With Low Melting Point And High Thermal Stability 2010.
- [16] Parry, M.; Canziani, O.; Palutikof, J.; et al. (Hrsg.): Climate Change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge 2007.
- [17] Trieb, F.: Concentrating Solar Power for the Mediterranean Region 2005.
- [18] National Renewable Energy Laboratory: U.S. Parabolic Trough Power Plant Data.  
URL: [http://www.nrel.gov/csp/troughnet/power\\_plant\\_data.html](http://www.nrel.gov/csp/troughnet/power_plant_data.html). Abrufdatum 27.05.2012.

- [19] Solar Millenium: Die Parabolrinnen-Kraftwerke Andasol 1 bis 3. Die größten Solar-kraftwerke der Welt; Premiere.der Technologie in Europa 2011.
- [20] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt: Solarkraftwerke: Flüssiges Salz wird als Wärmeträgermedium getestet. URL: [http://www.dlr.de/dlr/desktopdefault.aspx/tabid-10202/334\\_read-742/](http://www.dlr.de/dlr/desktopdefault.aspx/tabid-10202/334_read-742/). Abrufdatum 10.06.2012.
- [21] STEAG Energy Services: Dokumentation Ebsilon Professional 2012.
- [22] Brandt, F.: Dampferzeuger. Kesselsysteme Energiebilanz Strömungstechnik. Essen 1999.
- [23] Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin; Heidelberg.
- [24] Verein Deutscher Ingenieure - VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): VDI - Wärmetatlas. Berlin; Heidelberg 2006.
- [25] Herwig, H.; Moschallski, A.: Wärmeübertragung. Physikalische Grundlagen, illustrierende Beispiele, Übungsaufgaben mit Musterlösungen, 1. Auflage. Wiesbaden 2006.
- [26] Effenberger, H.: Dampferzeugung, 1. Auflage. Berlin [u.a.] 1999.
- [27] Polifke, W.; Kopitz, J.: Wärmeübertragung. Grundlagen analytische und numerische Methoden. München [u.a.] 2009.
- [28] Menny, K.: Strömungsmaschinen. Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen, 5. Auflage. Wiesbaden 2006.
- [29] Meyer, L.: Optimization Of The Configuration Of Parabolic Trough Power Plants In The Range Of 250 MW 2010.
- [30] Schott Rohrglas: Parabolrinnenkollektoren: Feldtest, Optimierung und Weiterentwicklung von Receivern (PARFOR). -Abschlussbericht- 2008.
- [31] Schott solar: SCHOTT PTR 70 Receiver Setting the benchmark 2011.
- [32] ASE receiver tube datasheet 2011.
- [33] Wagner, W.: Rohrleitungstechnik, 9. Auflage. Würzburg 2006.
- [34] Hirsch, T.; Schenk, H.; Schmidt, N.; et al.: Dynamics Of Oil-Based Parabolic Trough Plants - Impact Of Transient Behaviour On Energy Yields.
- [35] Doležal, R.: Durchlaufkessel. Essen 1962.
- [36] National Renewable Energy Laboratory: Measurement and Instrumentation Data Center (MIDC) Home Page. URL: <http://www.nrel.gov/midc/>. Abrufdatum 28.08.2012.
- [37] Kuchling, H.: Taschenbuch der Physik, 19. Auflage. München 2007.
- [38] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Tageslicht in Innenräumen - Grundlagen (1985) DIN 5034 Teil 2. Berlin. Abrufdatum 25.06.2012.
- [39] Cerbe, G.; Wilhelms, G.: Technische Thermodynamik. Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen, 14. Auflage. München [u.a.].
- [40] AQUA-CSP Concentrating Solar Power for Seawater Desaltination. Final Report 2007.
- [41] Moser, M.; Trieb, F.; Kern, J.; et al.: The MED-CSD project: Potential for CSP desalination development in Mediterranean Countries 2010.



## A Anhang

### A.1 Solarstrahlung

Die Zusammensetzung der Sonne besteht zu ungefähr 80 % aus Wasserstoff und zu rund 20 % aus Helium. Alle restlichen Bestandteile lassen sich aufgrund ihres geringen Vorkommens vernachlässigen. Die von der Sonne abgegebene Leistung kann schon wegen des fehlenden Oxidationsmittels nicht aus uns von der Erde bekannten Verbrennungsprozessen resultieren. Vielmehr entsteht die Energie unseres Zentralgestirns durch die Verschmelzung von Atomkernen nach Gleichung (A.1).



Dieser Vorgang wird als Kernfusion bezeichnet. Dabei vereinigen sich vier Wasserstoffkerne zu einem Heliumkern. Es entstehen dabei zwei Positronen  $e^+$  und zwei Neutrinos  $\nu_e$  [4, S. 51].

Betrachtet man nun die Massen auf beiden Seiten der Reaktionsgleichung, so ist festzustellen, dass sich die Masse bei der Kernfusion vermindert hat. Dieser sogenannte Massendefekt  $\Delta m_F$  lässt sich aus einer Bilanz der Gleichung (A.1) und den Ruhemassen aus [37, S. 584] errechnen.

$$\Delta m_F = 4 \cdot m_p - 2 \cdot m_\alpha - 2 \cdot m_e \quad (\text{A.2})$$

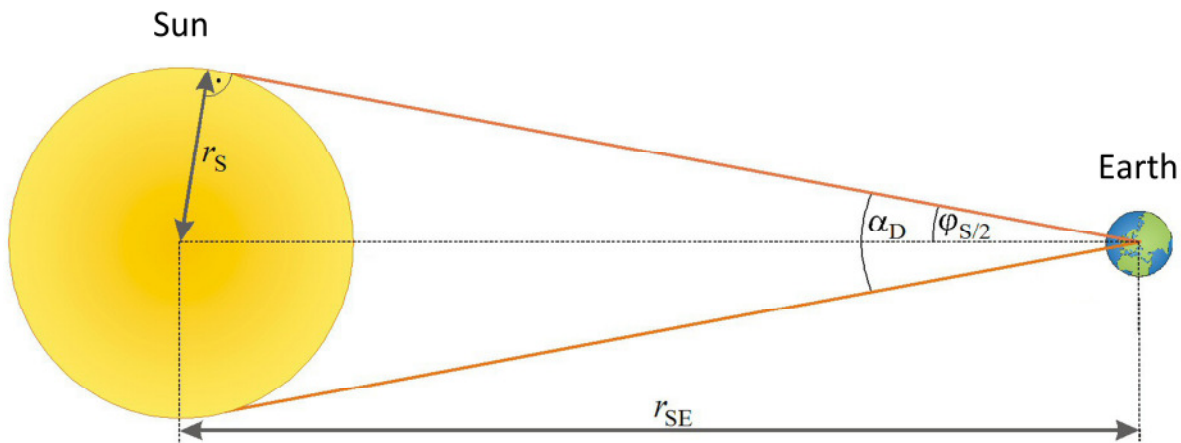
$$\Delta m_F = 4 \cdot 1,00727647 \cdot u - 2 \cdot 4,0015060883 \cdot u - 2 \cdot 0,00054858 \cdot u$$

$$\Delta m_F = 0,02650263 \cdot u$$

Die Massenänderung eines Kernfusionsvorgangs ergibt sich aus der atomaren Masseneinheit  $u = 1,660539 \cdot 10^{-27} \text{ kg}$  [37, S. 584] zu:

$$\Delta m_F = 0,02650263 \cdot 1,660539 \cdot 10^{-27} \text{ kg} = 4,400865 \cdot 10^{-29} \text{ kg}. \quad (\text{A.3})$$

Die außerhalb der Erdatmosphäre senkrecht einfallende Strahlung wird als Solarkonstante  $E_0$  bezeichnet. Aus Messungen mit Bolometern ist ihr Wert bekannt.  $E_0 = 1370 \text{ W/m}^2$  [37, S. 265].



**Bild A.1** Geometriebeziehungen zwischen der Sonne und der Erde

Um nun die spezifische Ausstrahlung der Sonne zu berechnen, müssen geometrische Beziehungen zwischen Sonne und Erde aus Bild A.1 berücksichtigt werden. Mit dem mittleren Abstand der Erde zur Sonne und dem Radius der Sonne ergeben sich zwei Kugeloberflächen. Die von der Sonne ausgestrahlte Gesamtenergie ist auf beiden Flächen konstant. Somit ergibt sich:

$$M_s = E_0 \cdot \frac{A_{SE}}{A_s} = E_0 \cdot \frac{r_{SE}^2}{r_s^2}. \quad (\text{A.4})$$

Mit dem mittleren Radius der Sonne  $r_s = 6,96 \cdot 10^8 \text{ m}$  und dem Abstand von Erde zur Sonne  $r_{SE} = 1,496 \cdot 10^{11} \text{ m}$  [37, S. 148f.] erhält man die Leuchtkraft der Sonne nach Gleichung (A.7) mit

$$M_s = 1370 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \frac{(1,496 \cdot 10^{11} \text{ m})^2}{(6,96 \cdot 10^8 \text{ m})^2} = 63,3 \cdot 10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}. \quad (\text{A.5})$$

Durch die Oberfläche der Sonne kann nun deren Leuchtkraft ermittelt werden

$$\Phi_s = M_s \cdot A_s = M_s \cdot 4\pi \cdot r_s^2 \quad (\text{A.6})$$

$$\Phi_s = 63,3 \cdot 10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 4\pi \cdot (6,96 \cdot 10^8 \text{ m})^2 = 3,85 \cdot 10^{26} \text{ W}$$

Hieraus resultiert nach

$$E = m \cdot c^2 \quad (\text{A.7})$$

mit der Lichtgeschwindigkeit im Vakuum  $c = 2,99792458 \cdot 10^8 \text{ m/s}$  [37] und der Leuchtkraft der Sonne aus Gleichung (A.7) eine Massendifferenz von

$$\dot{m}_s = \frac{\phi_s}{c^2} = \frac{3,85 \cdot 10^{26} \text{ W}}{\left( 2,997924458 \cdot 10^8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2} = 4,3 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}. \quad (\text{A.8})$$

Dies bedeutet, dass auf der Sonne unter Einbeziehung von Gleichung (A.3) pro Sekunde

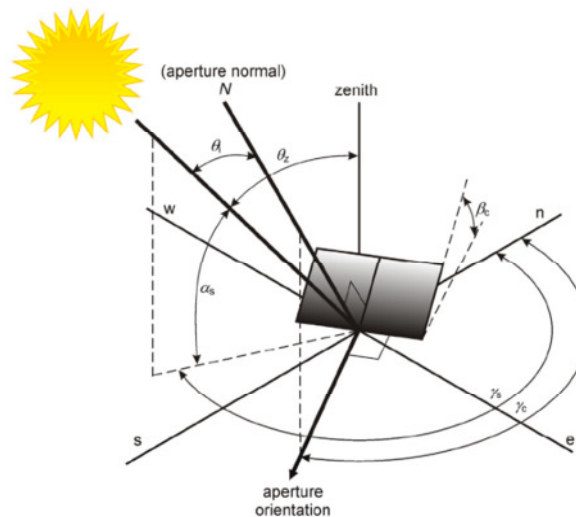
$$n_f = \frac{\dot{m}_s}{\Delta m_f} = \frac{4,3 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{4,400865 \cdot 10^{-29} \text{ kg}} = 9,8 \cdot 10^{37} \text{ s}^{-1} \quad (\text{A.9})$$

Kernfusionsvorgänge stattfinden.



## A.2 Solargeometrie

Zur Berechnung des aktuellen Sonnenstandes in Abhängigkeit des Standortes und der Uhrzeit gibt es verschiedene Algorithmen. Sie unterscheiden sich oft in ihrer Genauigkeit und ihrem Geltungsbereich. Nachfolgend wird der Berechnungsvorgang nach der DIN 5034 Teil 2 [38] vorgestellt.



**Bild A.2** Einfallswinkel auf einer gedrehten und geneigten Fläche [11]

Von wesentlicher Bedeutung für den Betrieb und der Ertragsrechnung von solarthermischen Kraftwerken ist die genaue Kenntnis über den Sonnenstand. Zur Berechnung des Sonnenhöhen- und des Azimutwinkels (vgl. Bild A.2) stehen Gleichungen zur Verfügung. Um diese Gleichungen lösen zu können, ist zunächst die Zeitgleichung wie folgt zu bestimmen:

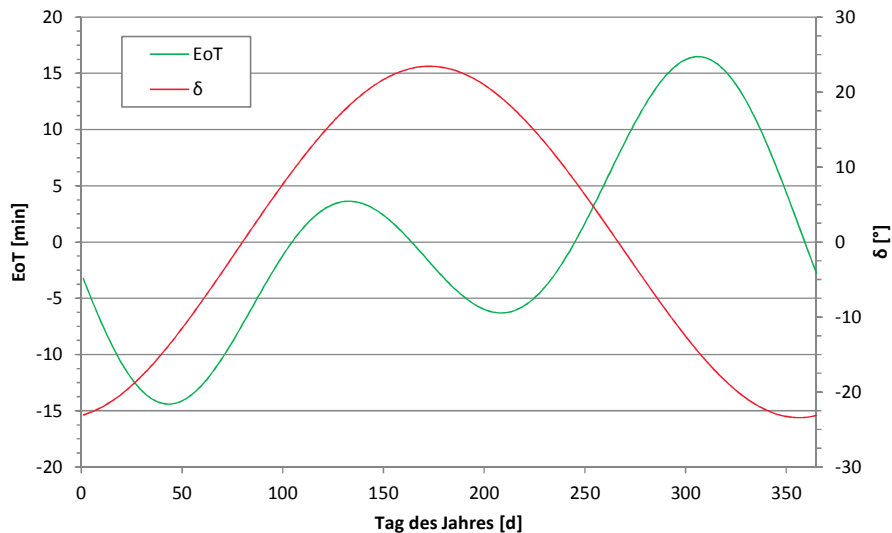
$$\begin{aligned}
 EoT(B) = & 0,0066 + 7,3525 \cdot \cos(B + 85,9^\circ) \\
 & + 9,9359 \cdot \cos(2 \cdot B + 108,9^\circ) + 0,3387 \cdot \cos(3 \cdot B + 105,2^\circ).
 \end{aligned}
 \tag{A.10}$$

In die Gleichung (A.18) wird nun für die Variable  $DoY$  die Nummer des zu berechnenden Tages und für die Variable  $B = 360^\circ \cdot DoY / 365$  eingesetzt. Liegt ein Schaltjahr vor, so muss die entsprechende Anpassung auf 366 Tage geschehen. In Bild A.3 ist der Verlauf der Zeitgleichung über ein beliebiges Jahr dargestellt.

Der erforderliche Deklinationswinkel kann über die Gleichung

$$\delta(B) = 0,3948 - 23,2559 \cdot \cos(B + 9,1^\circ) - 0,3915 \cdot \cos(2 \cdot B + 5,4^\circ) - 0,1764 \cdot \cos(3 \cdot B + 26,0^\circ) \quad (\text{A.11})$$

berechnet werden und besitzt den in Bild A.3 abgebildeten Verlauf.



**Bild A.3** Verlauf der Zeitgleichung und des Deklinationswinkels

Bei der Berechnung der Einstrahlungsgeometrie ist im Normalfall die lokale Ortszeit (LT) bekannt. Zur Berechnung wird jedoch die wahre Ortszeit (ST) benötigt. Diese wird oft auch als Solarzeit bezeichnet und ist für jeden Ort, im Gegensatz zur Lokalzeit, die einer Einteilung in Zeitzonen unterliegt, an jedem Standort unterschiedlich. Die Definition der Solarzeit wurde so gewählt, dass am betrachteten Standort exakt um 12:00 Mittag die Sonne im höchsten Winkel steht. Zunächst wird unter Berücksichtigung der Zeitzone TZ und der geographischen Länge  $\lambda$  die mittlere Ortszeit (LMT) berechnet.

$$LMT = LT - TZ + 4 \cdot \lambda \frac{\text{min}}{^\circ} \quad (\text{A.12})$$

Die Solarzeit berechnet sich nun aus der mittleren Ortszeit unter Addition der Zeitgleichung.

$$ST = LMT + EoT \quad (\text{A.13})$$

Weiterhin wird zur anschließenden Berechnung der Stundenwinkel  $\omega$  benötigt. Dieser lässt sich durch

$$\omega = (12:00 - ST) \cdot 15 \frac{^\circ}{h} \quad (\text{A.14})$$

bestimmen.

Nun kann die Sonnenhöhe berechnet werden.

$$\alpha_s = \arcsin \left[ \cos(\omega) \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) + \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) \right] \quad (\text{A.15})$$

Bei der Berechnung des Azimutwinkels  $\alpha_s$  muss zusätzlich die wahre Ortszeit bei der Auswahl der entsprechenden Gleichung mit berücksichtigt werden.

$$\gamma_s = 180^\circ - \arccos \left[ \frac{\sin(\alpha_s) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta)}{\cos(\alpha_s) \cdot \cos(\varphi)} \right] \text{ für } ST \leq 12:00 \text{ h} \quad (\text{A.16})$$

$$\gamma_s = 180^\circ + \arccos \left[ \frac{\sin(\alpha_s) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta)}{\cos(\alpha_s) \cdot \cos(\varphi)} \right] \text{ für } ST > 12:00 \text{ h} \quad (\text{A.17})$$

Für den Standort Las Vegas im U.S. Bundesstaat Nevada können nun am 21.06 eines gewöhnlichen Kalenderjahres exemplarisch für den höchsten Sonnenstand folgende Winkelwerte ermittelt werden:

$$B = 360^\circ \cdot \frac{172}{365} = 169,64^\circ$$

$$\delta(B) = 0,3948 - 23,2559 \cdot \cos(169,64 + 9,1^\circ)$$

$$-0,3915 \cdot \cos(2 \cdot 169,64 + 5,4^\circ) - 0,1764 \cdot \cos(3 \cdot 169,64 + 26,0^\circ) = 23,44^\circ$$

Für den höchsten Sonnenhöhenwinkel am ausgewählten Tag ergibt sich mit der wahren Ortszeit  $ST = 12:00h$  für den Stundenwinkel nach Gleichung (A.14):

$$\omega = (12:00 \text{ h} - 12:00 \text{ h}) \cdot 15 \frac{^\circ}{h} = 0^\circ$$

Es ergeben sich die beiden Winkel zu:

$$\alpha_s = \arcsin\left[\cos(0^\circ) \cdot \cos(36,06^\circ) \cdot \cos(23,44^\circ) + \sin(36,06^\circ) \cdot \sin(23,44^\circ)\right]$$

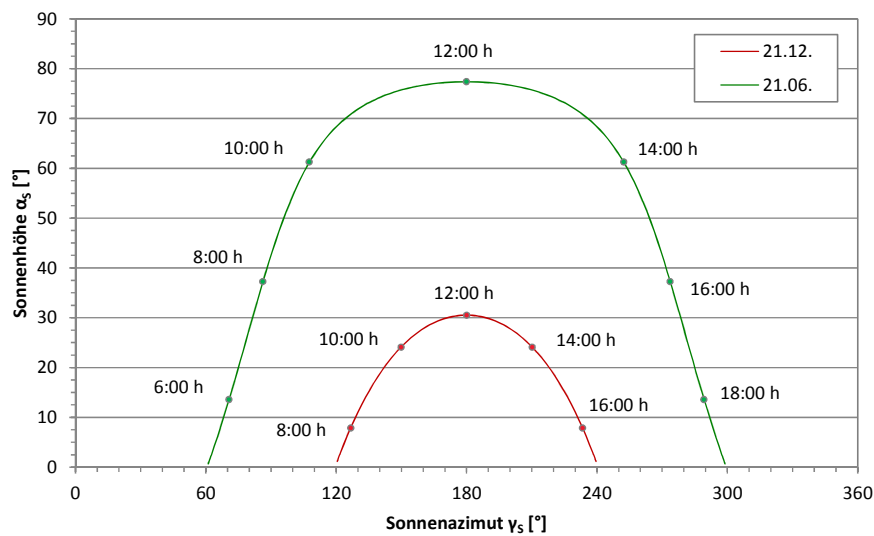
$$\alpha_s = 77,38^\circ$$

und

$$\gamma_s = 180^\circ - \arccos\left[\frac{\sin(77,38^\circ) \cdot \sin(36,06^\circ) - \sin(23,44^\circ)}{\cos(77,38^\circ) \cdot \cos(36,06^\circ)}\right]$$

$$\gamma_s = 180^\circ - \arccos[1] = 180^\circ$$

Diese Winkel können gegeneinander in einem Diagramm aufgetragen werden. Aus einem solchen Sonnenbahndiagramm lassen sich dann die Sonnenverläufe ablesen. Wie aus Bild A.4 ersichtlich, bewegt sich die Sonne im Sommer zwischen einem Azimutwinkel von ca.  $60^\circ$  und  $300^\circ$ . Dabei entspricht laut Definition aus der DIN 5034 der Norden einem Winkel von  $\gamma_s = 0^\circ$  und der Süden von  $\gamma_s = 180^\circ$ .



**Bild A.4** Sonnenbahndiagramm in Las Vegas ( $36,06^\circ\text{N}$ ,  $115,08^\circ\text{W}$ )

Der Air Mass Factor für das gegebene Beispiel beträgt demnach:

$$AM = \frac{AM_1}{\sin(\alpha_s)} = \frac{1}{\sin(30,53)} = 1,97. \quad (\text{A.18})$$



Dies bedeutet, dass beispielsweise für die Stadt Las Vegas am 21.12 um 12:00 Uhr (ST) die Sonnenstrahlen knapp die zweifache Länge im Vergleich zu einer senkrechten Einstrahlung zurücklegen müssen.

Wird nun die betrachtete Ebene um den Winkel  $\gamma_c$  gedreht, ergibt sich nach Gleichung (A.16) der Einfallswinkel  $\theta_i$ . Dieser wird zwischen die beiden Vektoren  $s$  und  $n$  aufgespannt. Weitergehend lässt sich aus den geometrischen Zusammenhängen der Nachführungswinkel  $\rho$  ableiten. Der Winkel  $\beta_c$  beschreibt nach Bild A.5 den Neigungswinkel der Aperturebene des Kollektors.

$$\cos(\theta_i) = \sqrt{1 - \left\{ \cos(\alpha_s - \beta_c) - \cos(\beta_c) \cdot \cos(\alpha_s) \cdot \left[ 1 - \cos(\gamma_s - \gamma_c) \right] \right\}^2} \quad (\text{A.19})$$

$$\tan(\rho) = \frac{\cos(\alpha_s) \cdot \sin(\gamma_s - \gamma_c)}{\sin(\alpha_s - \beta_c) + \sin(\beta_c) \cdot \cos \alpha_s \cdot \left[ 1 - \cos(\gamma_s - \gamma_c) \right]} \quad (\text{A.20})$$

In den meisten Fällen wird bei dem Einsatz von Parabolrinnenkraftwerken eine Ausrichtung der Kollektorachse in Nord-Süd Richtung realisiert. Daher vereinfacht sich die geometrische Berechnung des Einfallswinkel  $\theta_{gen}$  und des Nachführungswinkels  $\rho$  bei nördlicher Ausrichtung zu:

$$\theta_i = \arccos \left[ \sqrt{1 - \cos^2(\alpha_s) \cdot \cos^2(\gamma_s)} \right] \quad (\text{A.21})$$

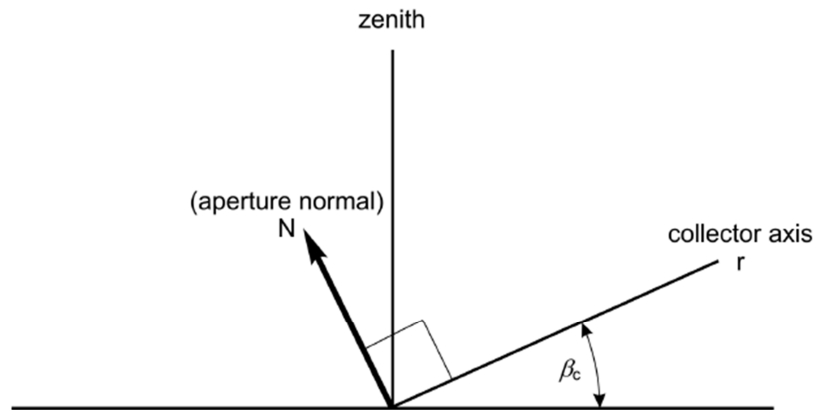
$$\rho = \arctan \left[ \frac{\sin(\gamma_s)}{\tan(\alpha_s)} \right]. \quad (\text{A.22})$$

Wird die solarthermische Anlage in West-Ost Richtung ausgerichtet (vgl. Bild A.6), ergeben sich die Winkel:

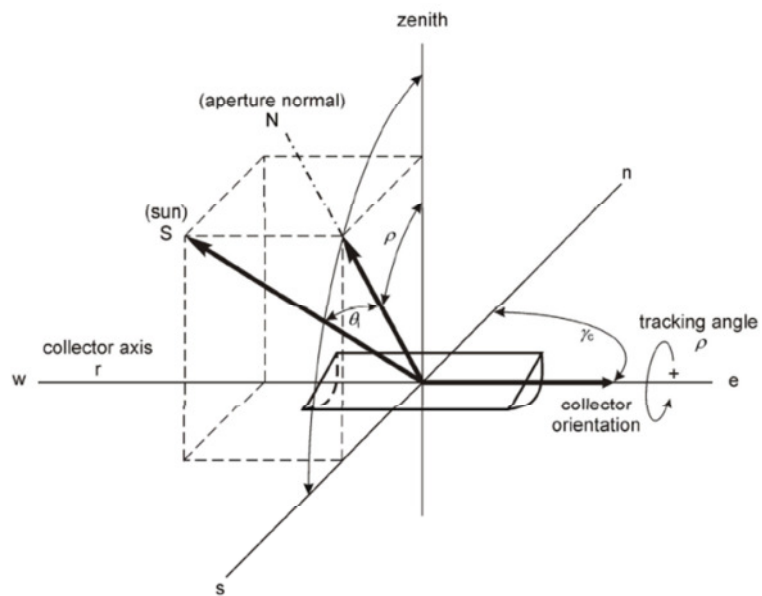
$$\theta_i = \arccos \left( \sqrt{1 - \cos^2(\alpha_s) \cdot \sin^2(\gamma_s)} \right) \quad (\text{A.23})$$

und

$$\rho = \arctan \left[ \frac{\cos(\gamma_s)}{\tan(\alpha_s)} \right]. \quad (\text{A.24})$$



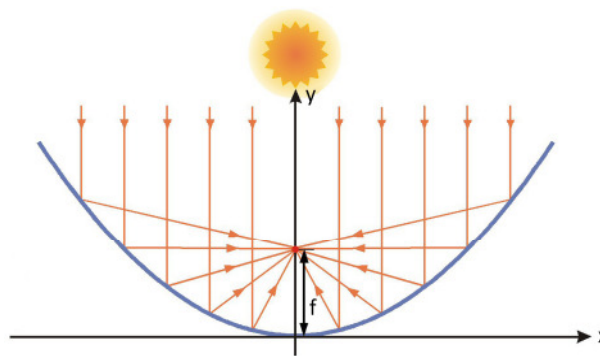
**Bild A.5** Seitenansicht auf einen einachsigen Parabolrinnenkollektor [11]



**Bild A.6** Winkel an einem Parabolrinnenkollektor [11]

### A.3 Berechnung der Solarkollektoren

Der zentrale Bestandteil eines Solarfelds sind die Kollektoren. Mit ihrer Hilfe wird die einfallende Solarstrahlung auf ein Absorberrohr fokussiert. Dieses wird entweder von einem Wärmeträgermedium oder im Falle von direktverdampfenden Systemen von Wasser bzw. Wasserdampf durchströmt. Seit der Inbetriebnahme der SEGS-Kraftwerke in Kalifornien wurden die dort eingesetzten Kollektoren entsprechend weiterentwickelt und verbessert. Für die Nutzung von konzentrierter Solarstrahlung kann nur parallel einfallende Direktstrahlung verwendet werden. Durch die gekrümmten Parabolspiegel des Kollektors wird die Strahlung konzentriert und gebündelt



**Bild A.7** Schnitt durch einen Parabolrinnenkollektor [4]

In Bild A.7 ist ein Schnitt durch einen Parabolrinnenkollektor abgebildet. Mit der Gleichung (A.25) lässt sich zu jedem Punkt  $x$  der dazugehörige  $y$ -Wert errechnen. So kann die Krümmung der Spiegel mathematisch exakt abgebildet werden.

$$y = \frac{x^2}{4 \cdot f} \quad (\text{A.25})$$

Die Gleichung (A.26) legt den Konzentrationsfaktor  $C$  des Kollektors über das Flächenverhältnis der Aperturfläche zur Receiverfläche fest.

$$C = \frac{A_{\text{Ap}}}{A_{\text{Re}}} \quad (\text{A.26})$$

Da die einfallende Sonnenstrahlung nicht vollkommen parallel ist, lässt sie sich nicht beliebig hoch konzentrieren. Dieser Zusammenhang leitet sich aus der Divergenz der einfallenden Normalstrahlung ab. Diese entsteht durch den Öffnungswinkel  $\alpha_d$  der Sonne gegenüber

der Erde. Der halbe Öffnungswinkel  $\varphi_{s/2}$  beträgt nach folgender geometrischer Überlegung über den Sinus des Sonnenradius zum mittleren Abstand der Sonne zur Erde:

$$\sin(\varphi_{s/2}) = \frac{r_s}{r_{SE}} \Rightarrow \varphi_{s/2} = \arcsin\left(\frac{6,96 \cdot 10^8 \text{ m}}{1,496 \cdot 10^{11} \text{ m}}\right) = 0,27^\circ. \quad (\text{A.27})$$

Hieraus lässt sich der gesamte Öffnungswinkel bestimmen (vgl. Bild A.1).

$$\alpha_D = 2 \cdot \varphi_{s/2} = 0,54^\circ = 0,0094 \text{ rad}. \quad (\text{A.28})$$

Nach [4, S. 135] errechnet sich der maximale Konzentrationsfaktor für einen Parabolrinnenkollektor zu:

$$C_{\max} = \sqrt{\frac{4}{\alpha_s^2}} \approx 213. \quad (\text{A.29})$$

Da man den Absorber näherungsweise als schwarzen Körper beschreiben kann, lässt sich deren Temperatur über Stefan-Boltzmann-Gesetz und der Konstanten

$$\sigma = 5,67051 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \quad (\text{A.30})$$

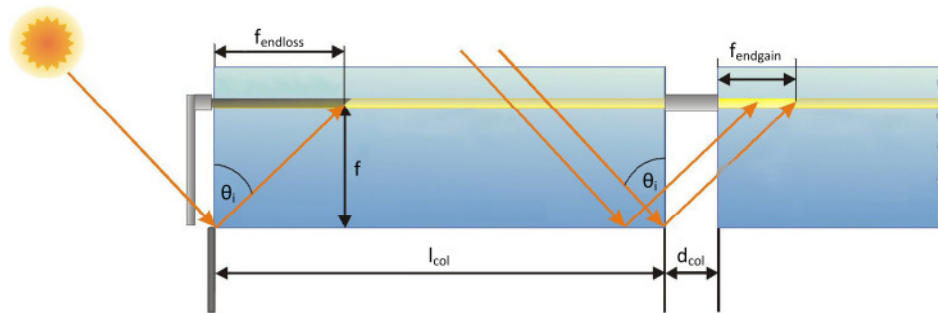
bestimmen.

$$T_{\text{abs}} = \sqrt[4]{\frac{C_{\max} \cdot E_0}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{213 \cdot 1370 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{5,67051 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}}} = 1506 \text{ K} \quad (\text{A.31})$$

Damit beträgt die maximal mögliche Temperatur ohne Berücksichtigung der Atmosphärendämpfung und sonstiger Verluste maximal 1506 K.

Die Parabolrinnenkollektoren werden im Solarfeld zu sogenannten Kollektor-Loops verschaltet. Diese bestehen aus vier Kollektoren mit einer Länge von 150 m. Der Abstand  $d_{\text{col}}$  beträgt ca. 0,5 m. Bei kleinen Sonnenhöhenwinkeln treffen, wie in Bild A.8 dargestellt, nicht alle Sonnenstrahlen auf dem Absorberrohr des betrachteten Kollektors auf. Die Kollektorenverluste  $f_{\text{endloss}}$  ergeben sich mit der Brennweite  $f$  und der Kollektorlänge  $l_{\text{col}}$  aus den geometrischen Beziehungen zu:

$$f_{\text{endloss}} = \frac{f \cdot \tan(\theta_i)}{l_{\text{col}}} - f_{\text{endgain}} \quad (\text{A.32})$$



**Bild A.8** Endgewinne und Endverluste bei Verschattung mehrerer Kollektoren [4]

Ein Teil der Sonnenstrahlung, die den ersten Kollektor aufgrund des Sonnenstandes nicht erreicht, wird auf den nächsten Kollektor fokussiert. Aus diesem Grund ist in Gleichung (A.33) der Faktor  $f_{\text{endgain}}$  enthalten. Dieser ist von der Anzahl  $n$  der Kollektoren pro Loop, dem Einfallswinkel  $\theta_i$ , der Kollektorlänge und dem Abstand  $d_{\text{col}}$  und errechnet sich aus Gleichung (4.20).

$$f_{\text{endgain}} = \frac{(n-1)}{n} \cdot \frac{\max(0 ; f \cdot \tan(\theta_i - d_{\text{col}}))}{l_{\text{col}}} \quad (\text{A.33})$$

Der Grenzwinkel  $\rho_{\text{critical}}$ , ab dem eine Verschattung (vgl. Bild A.9) des benachbarten Kollektors auftritt, lässt sich wie folgt berechnen.

$$\cos(\rho_{\text{critical}}) = \frac{w_{\text{col}}}{d_{\text{row}}} \quad (\text{A.34})$$

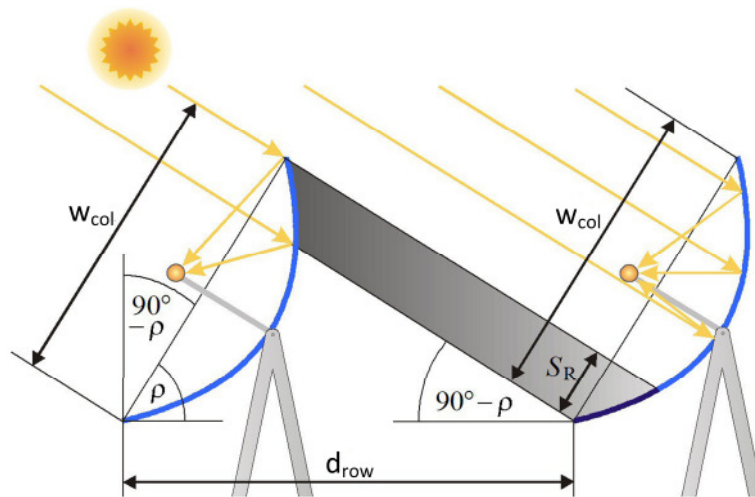
Hieraus ergibt sich für die bereits angesprochenen Abmessungen ein Grenzwinkel von  $70,5^\circ$ .

$$\rho_{\text{critical}} = \frac{5,76\text{m}}{17,28\text{m}} = 70,5^\circ \quad (\text{A.35})$$

Ist der Sonnenhöhenwinkel

$$\gamma_s < (90^\circ - \rho_{\text{critical}}), \quad (\text{A.36})$$

dann tritt eine teilweise Verschattung der Kollektoren ein.



**Bild A.9** Verschattung von Kollektorreihen bei niedrigen Sonnenhöhenwinkeln [4]

#### A.4 Thermodynamische Berechnung des Clausius-Rankine-Prozesses

Im Kraftwerksblock befinden sich alle energietechnischen Anlagen zur Umwandlung der thermischen in elektrische Energie. Da dies auf direktem Wege nicht möglich ist, wird eine Reihe von Umwandlungsschritten nacheinander vollzogen. Soll thermische Energie in höherwertige mechanische und letztendlich in elektrische Energie umgewandelt werden, so kann dies mit Hilfe von thermodynamischen Kreisprozessen geschehen.

Im T-s-Diagramm können die zu- und abgeführten Wärmemengen und die Nutzarbeit als Flächen eingetragen werden. Die zuzuführende Wärme im Verdampfer und die abzuführende Wärme im Kondensator werden durch die Flächen zwischen den Punkten 2 und 3 bzw. 4 und 1 dargestellt. Die Nutzarbeit des Clausius-Rankine-Prozesses ergibt sich dann folglich aus der Summe der beiden Flächen.

$$|W_t| = -W_t = Q_{41} + Q_{23} \quad (\text{A.37})$$

Per Definition werden zugeführte Energien wieder positiv und abgeführte negativ in die Systembilanz mit aufgenommen. Hierdurch ergibt sich nach Gleichung (A.37) eine negative Nutzarbeit. Dies bedeutet, dass diese Nutzarbeit aus den betrachteten Systemgrenzen abzuführen ist und folglich zur Stromerzeugung zur Verfügung steht. Die Nutzarbeit des Clausius-Rankine-Prozesses lässt sich ebenfalls aus der Summe der reversiblen technischen Arbeiten der Turbine und der Speisewasserpumpe berechnen.

$$W_t = W_{t34}^{\text{rev}} + W_{t12}^{\text{rev}} \quad (\text{A.38})$$

Durch Vernachlässigung von kinetischer und potentieller Energie kann die Nutzarbeit des betrachteten Kreisprozesses aus den Enthalpiedifferenzen mit Hilfe von Gleichung (A.37) errechnet werden und

$$Q_{41} = H_4 - H_1 \quad (\text{A.39})$$

bzw.

$$Q_{23} = H_3 - H_2 \quad (\text{A.40})$$

wie folgt berechnet werden:

$$|W_t| = H_3 - H_2 + H_4 - H_1. \quad (\text{A.41})$$

Der Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses  $\eta_{th}^{rev}$  wird aus dem Quotienten des Betrags der Nutzarbeit und der im Dampferzeuger zugeführten Wärmemenge  $Q_{23}$  gebildet.

$$\eta_{th}^{rev} = \frac{|W_t|}{Q_{23}} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2} \quad (\text{A.42})$$

Da schon geringe Steigerungen des Wirkungsgrades, auf den gesamten Prozess betrachtet, erhebliche Vorteile mit sich bringen, ist man bestrebt, den Wirkungsgrad eines Kreisprozesses möglichst zu vergrößern und dem Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses anzunähern.

Hierfür gibt es Modifikationen des ursprünglichen Clausius-Rankine-Prozesses

Bereits erprobte und dem Stand der Technik entsprechende Verfahren sind:

- der Einsatz von Kondensationsturbinen
- die Nutzung von Wärme durch Kraft-Wärme-Kopplung
- der Betrieb des Dampferzeugers bei überkritischen Frischdampfparametern
- die Anzapfvorwärmung des Speisewassers
- der Einsatz von Zweistoffprozessen [39, S. 247ff.].

Beim Einsatz von Kondensationsturbinen in einem Dampfkraftprozess wird das Arbeitsfluid bis auf den Sättigungszustand oder sogar bis ins Nassdampfgebiet hin entspannt. Hierdurch kann der Gegendruck der Turbine am Austritt des Abdampfes gesenkt werden. Die Verwendung von Kondensationsturbinen ist in solarthermischen Kraftwerken bereits üblich, da bei hier am Ende der Turbine kein überhitzter Dampf als Prozessdampf weiterverwendet werden soll. Ist dies der Fall, so muss anstatt einer Kondensationsturbine eine Gegendruckturbine zum Einsatz kommen. Da solarthermische Kraftwerke in der Regel dort gebaut werden, wo die Grundstückspreise niedrig und Einstrahlungsbedingungen über das Jahr möglichst oft optimal sind, sind Abnehmer für Prozessdampf in der Regel nicht in der näheren Umgebung zu finden. Daher scheidet die ebenfalls zur Wirkungsgradsteigerung anzustrebende Kraft-Wärme-Kopplung an den meisten Standorten ebenfalls aus. Einen interessanten Ansatz hierzu bietet das in der Regel vorliegende gegensätzliche Angebot von solarer Energie zum Mangel an trinkbarem Süßwasser. Hier setzten die Überlegungen des DLR-Projektes Aqua -CSP [40] an. Für das Projekt MED-CSP [41] wurde ein detaillierter Vergleich mit Hilfe von Systemsimulationen für die Mehrfacheffektverdampfung (MED) und die Umkehrosmose (RO) durchgeführt. Bei der MED wird im Rahmen einer Kraft-Wärme-Kopplung überhitzter Dampf nach der Turbine zur Meerwasserentsalzung herangezogen. Hierdurch sinkt zwar der Wirkungsgrad des Kreisprozesses, da der Arbeitsdampf in der Turbine nicht soweit ent-



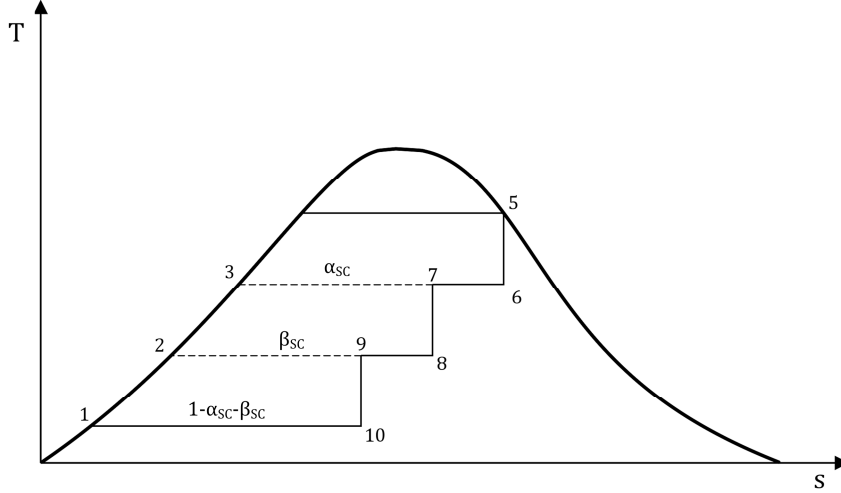
spannt werden darf, allerdings steigt der Gesamtwirkungsgrad aufgrund der zusätzlichen Wärmenutzung an. Bei der RO-Entsalzung wird nur die erzeugte Elektrizität des solarthermischen Kraftwerks zur Wasseraufbereitung herangezogen. Bei einem solchen Anlagenverbund würde eine Kondensationsturbine zum Einsatz kommen. In der vorliegenden Arbeit werden jedoch mögliche Kombinationen mit Wasserentsalzungsanlagen aus Gründen der Vergleichbarkeit nicht mit betrachtet.

Bei überkritischen Dampfparametern durchläuft das Arbeitsfluid bei der Verdampfung nicht mehr das Zweiphasengebiet. Der kritische Punkt für das Arbeitsmedium Wasser bzw. Wasserdampf liegt bei einem Druck von 220,64 bar und einer Temperatur von 373,05 °C [39, S. 506]. Überschreitet das Arbeitsmedium diese Zustandsgrößen, so tritt die Verdampfung stetig auf. Dieses Verfahren erfordert hochwertige Werkstoffe, da die Beanspruchung durch die hohen Verdampfungsdrücke und Temperaturen sehr hoch ist. Da in solarthermischen Parabolrinnenkraftwerken bisher nur Kessel mit geringen Leistungen und unterkritische Dampfkraftprozesse zum Einsatz kamen, beschränken sich die weiteren Ausführungen auf die Anwendung unterkritischer Dampfkraftprozesse.

Als weitere Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung kommt in Kraftwerken die Vorwärmung des Speisewassers mit Hilfe von angezapftem Turbinenabdampf zum Einsatz. Bei der sogenannten Anzapfvorwärmung wird unter dem Einsatz von Turbinendampf das bereits kondensierte Speisewasser aufgewärmt. Da die Wärmezufuhr im Dampferzeuger bei geringen Temperaturen stattfindet, ist ihr thermischer Wirkungsgrad sehr gering. Von Vorteil wäre, diese unwirtschaftlichen Aufwärmvorgänge wegfällen zu lassen. Dies ist durch die angesprochene Anzapfung von Turbinendampf möglich. Hierdurch entfallen die ungünstigen Flächen im T-s-Diagramm und es muss folglich im Dampferzeuger weniger Energie bei niedrigem Temperaturniveau zugeführt werden. Zwar sinkt mit jeder Anzapfung die Dampfmenge, die durch die jeweils nächste Turbinenstufe entspannt werden kann, der positive Effekt bei der Wärmezufuhr hebt diesen Nachteil jedoch wieder auf. Insgesamt trägt die Anzapfvorwärmung also zur einer Steigerung des thermischen Wirkungsgrads des Clausius-Rankine-Prozesses bei.

Wie in Bild A.10 zu erkennen, ist zwischen dem Punkt 3 und 5 die spezifische Entropieänderung durch die Wärmezufuhr im Verdampfer zu erkennen. Diese bezieht sich auf ein Kilogramm des Arbeitsmediums. Vom Punkt 5 aus wird dieses in der Turbine isentrop zum Punkt 6 entspannt. Nach dieser ersten Turbinenstufe wird eine Dampfmenge  $\alpha_{sc}$  zur Hochdruckvorwärmung entnommen. Nach der nachfolgenden Turbinenstufe wird ebenfalls Dampf auf einem geringeren Druckniveau entnommen. Die verbleibende Dampfmenge  $(1 - \alpha_{sc} - \beta_{sc})$  wird nun im Kondensator verflüssigt und über eine Pumpe zu den Vorwärmern geführt. Hier führen die angezapften Dampfmenngen  $\alpha_{sc}$  und  $\beta_{sc}$  zu einer Erwärmung von einer Speisewassermenge von  $(1 - \alpha_{sc})$  vom Punkt 2 zum Punkt 3 bzw.  $(1 - \alpha_{sc} - \beta_{sc})$

vom Punkt 1 zum Punkt 2. Da die betrachteten angezapften Dampfmengen sich nun nicht mehr auf ein Kilogramm des Arbeitsmediums beziehen, sind die dazugehörigen Flächen nicht mehr mit den Wärmemengen gleichzusetzen [39, S. 249ff.].



**Bild A.10** T-s-Diagramm eines Clausius Rankine-Prozesses mit Anzapfvorwärmung

Die technische Arbeit des Clausius-Rankine-Prozesses mit Anzapfvorwärmung ergibt sich aus den Enthalpiedifferenzen und den Mengen zu:

$$|w_{t,sc}| = -w_{t,sc} = h_1 - h_2 + (1 - \alpha_{sc}) \cdot (h_2 - h_3) + (1 - \alpha_{sc} - \beta_{sc}) \cdot (h_3 - h_4). \quad (\text{A.43})$$

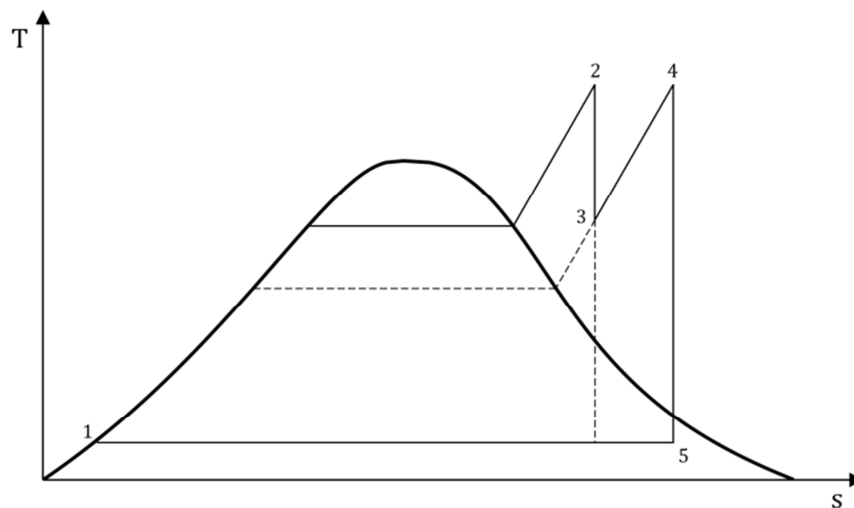
Hieraus kann der thermische Wirkungsgrad des Prozesses errechnet werden:

$$\eta_{th,sc}^{rev} = \frac{|w_{t,sc}|}{q_{10,1}} = \frac{h_1 - h_2 + (1 - \alpha_{sc}) \cdot (h_2 - h_3) + (1 - \alpha_{sc} - \beta_{sc}) \cdot (h_3 - h_4)}{h_1 - h_{10}}. \quad (\text{A.44})$$

Die hier vorgestellte zweistufige Vorwärmung ist ein stark vereinfachtes Beispiel. In einem realen Dampfkraftprozess finden bis zu zehn Vorwärmstufen statt [39, S. 251].

Eine andere Möglichkeit als die Vorwärmung des Arbeitsmediums zur Wirkungsgradsteigerung ist der Einsatz eines alternativen Fluids. Die wesentliche Anforderung an das neue Medium ist ein höherer kritischer Punkt. Hierdurch lässt sich die Temperatur im Prozess weiter als bei Wasser steigern. Möglichkeiten bieten hier die Hintereinanderschaltung zweier Prozesse. Zum einen lässt sich beim GuD- Prozess ein Gasturbinenprozess mit einem klassischen Clausius-Rankine Prozess kombinieren. Eine andere Option ist die Hintereinanderschaltung zweier Clausius-Rankine-Prozesse mit unterschiedlichen Arbeitsmedien. Hierbei kommt es darauf an, dass das Fluid im ersten Prozess einen größeren kritischen Punkt besitzt. [39, S. 252f.].

Da wie bereits erwähnt die Entspannung des Dampfes in Kondensationsturbinen bis ins Nassdampfgebiet hinein stattfindet, stellen die dort auftretenden Flüssigkeitstropfen für die Beschädigung der Dampfturbine eine Gefahr dar. Bei einer zu hohen Endnässe des Wasserdampfes werden die Bauteile der Turbine mechanisch beschädigt. Daher wird mit Hilfe einer Zwischenüberhitzung der Dampfgehalt am Kondensatoreintritt vergrößert. Hierbei wird der Dampf nach dem Verlassen der Hochdruckturbine wieder isobar erwärmt. Dies kann wie in Bild A.11 dargestellt auf eine gleiche Temperatur  $T_4$  geschehen. Alternativ kann der Dampf auch auf eine niedrigere Temperatur wieder aufgewärmt werden. Durch dieses Verfahren wird der Dampfgehalt vom Punkt 5 auf den Punkt 4 vergrößert. Dies entspricht wiederum einer Senkung der Endnässe in der gleichen Größenordnung [39, S. 253f.].



**Bild A.11** Clausius-Rankine-Prozess mit einstufiger Zwischenüberhitzung

In einem realen Kraftwerk würde ein Clausius-Rankine-Prozess natürlich nicht ideal ablaufen. Durch das Auftreten von Irreversibilitäten würde sich beispielsweise die Entropie bei einer bisher als ideal angenommenen isentropen Entspannung erhöhen.

Betrachtet man nun die Verluste im gesamten Kraftwerksprozess, so ergibt sich der Bruttowirkungsgrad des Kraftwerkprozesses zu:

$$\eta_{\text{net}} = \frac{P_{\text{gen}}}{\dot{m}_{\text{salt}} \cdot (h_{\text{salt,in}} - h_{\text{salt,out}})}. \quad (\text{A.45})$$

Bis jetzt wird der Eigenverbrauch des Kraftwerks nicht berücksichtigt. Hierzu zählen unter anderem hauptsächlich die elektrischen Leistungen der Speisepumpen. Dieser Eigenverbrauch kann durch den Eigenverbrauchswirkungsgrad, der durch den Quotienten aus

Klemmenleistung  $P_{clam}$  und erzeugter Generatorleistung  $P_{gen}$  ermittelt wird, veranschaulicht werden.

$$\eta_{par} = \frac{P_{clam}}{P_{gen}} \quad (A.46)$$

Multipliziert man nun den Bruttowirkungsgrad mit dem Eigenverbrauchswirkungsgrad, so ergibt sich der Nettowirkungsgrad des Kraftwerkes zu:

$$\eta_{net} = \eta_{gross} \cdot \eta_{par} \quad (A.47)$$

und

$$\eta_{net} = \frac{P_{clam}}{\dot{m}_{salt} \cdot (h_{salt,in} - h_{salt,out})}. \quad (A.48)$$

Mit den angeführten Gleichungen lassen sich nun einfache reversible und irreversible Clausius-Rankine-Prozesse berechnen.

## A.5 Verbrennungsrechnung des Zusatzbrenners

Um den Luftbedarf der Verbrennung von Erdgas zu bestimmen, müssen die Verbrennungsgleichungen aufgestellt werden. Da Erdgas hauptsächlich aus Kohlenstoff und Wasserstoff besteht, werden nachfolgend Reaktionsgleichungen betrachtet.



Ein Mol des Elements Kohlenstoff reagiert demnach nach Gleichung (A.49) mit einem Mol Sauerstoff zu einem Mol Kohlendioxid. Relativ ähnlich sieht es bei der Verbrennung von Wasserstoff aus. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass zur Bildung eines Mols Wasser in Gleichung (A.50) nur ein halbes Mol an Sauerstoff benötigt wird. Zur Vervollständigung der Verbrennungsgleichungen gehört ebenfalls die Oxidation von elementarem Schwefel zu Schwefeldioxid (vgl. Gleichung (A.51)). Über diese Verbrennungsgleichungen kann nun mit Hilfe der molaren Masse der einzelnen Elemente der Mindestsauerstoffbedarf errechnet werden. Hierfür wird in Gleichung (A.52) [23, S. D 27ff.] der in einem Kilogramm Brennstoff enthaltene Kohlenstoff (c), Wasserstoff (w), Schwefel (s) und Sauerstoff (o) in Kilogramm eingesetzt. Als Ergebnis der Gleichung erhält man den Sauerstoffbedarf  $o_{\min}$  in Kilomol, der theoretisch mindestens für eine vollständige Verbrennung eines Kilogramms Brennstoff notwendig wäre.

$$o_{\min} = \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} + \frac{o}{32} \right) \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad (\text{A.52})$$

Da Verbrennungsvorgänge nicht mit reinem Sauerstoff durchgeführt werden, ist in der Praxis der Mindestluftbedarf  $I_{\min}$  wesentlich aussagekräftiger als der Mindestsauerstoffbedarf. Dieser errechnet sich aus dem Stoffmengenanteil des Sauerstoffs in unserer Atmosphäre, der ziemlich genau 21 % beträgt.

$$I_{\min} = \left( \frac{o_{\min}}{0,21} \right) \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad (\text{A.53})$$

Da keine Verbrennung ideal sondern real abläuft, wird natürlich nicht der gesamte Sauerstoff während der Verbrennung umgesetzt. Aus diesem Grund wird die Sauerstoffzufuhr

zur Brennkammer überstöchiometrisch dosiert. Hierbei ergibt sich die sogenannte Luftüberschusszahl  $\lambda$ . Sie ergibt sich aus dem Verhältnis des tatsächlichen Heiz- und Brennwertes.

$$\lambda = \frac{I}{I_{\min}} \quad (\text{A.54})$$

Zur Auslegung eines Gasbrenners ist ebenfalls von entscheidender Bedeutung, wie viel Energie bei der Verbrennung von einem Kilogramm Brennstoff überhaupt frei wird und somit theoretisch nutzbar wäre. Hierfür wurde der sogenannte Heizwert  $H_i$  eingeführt. Dieser gibt an, wie viel Energie bei der Verbrennung und anschließender Abkühlung der Rauchgase auf Ausgangstemperatur freigesetzt wird. Hierbei besitzt das im Abgas enthaltene Wasser einen gasförmigen Aggregatzustand. Bei Nutzung der sogenannten Brennwerttechnik wird dieses Wasser, was durch vorhandene Luftfeuchtigkeit der Verbrennungsluft und der Oxidation von Wasserstoff entsteht, kondensiert und flüssig aus dem Prozess abgegeben. Hierbei kann zusätzlich zum Heizwert auch die Verdampfungsenthalpie des Wassers genutzt werden. Diese maximal freisetzbare Energie wird dann als Brennwert  $H_s$  bezeichnet [23, S. D27-D28ff.].

## A.6 Validierung des PB-Ersatzmodells

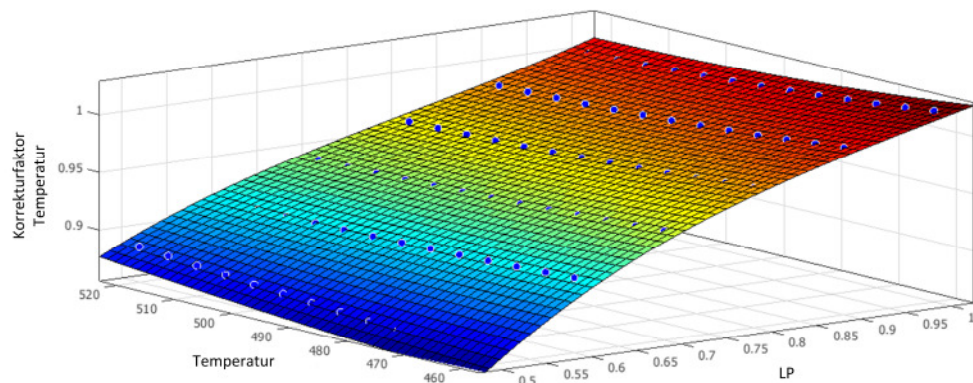


Bild A.12 Salztemperaturfunktion für Teillasten über 50 %

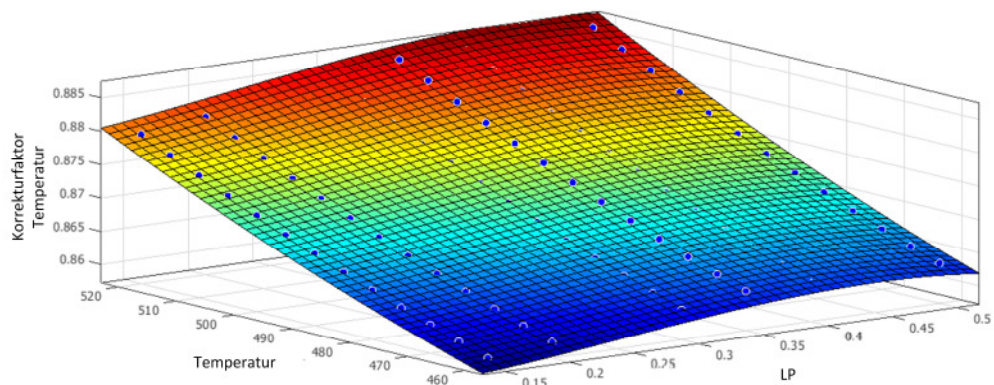


Bild A.13 Salztemperaturfunktion für Teillasten unter 50 %

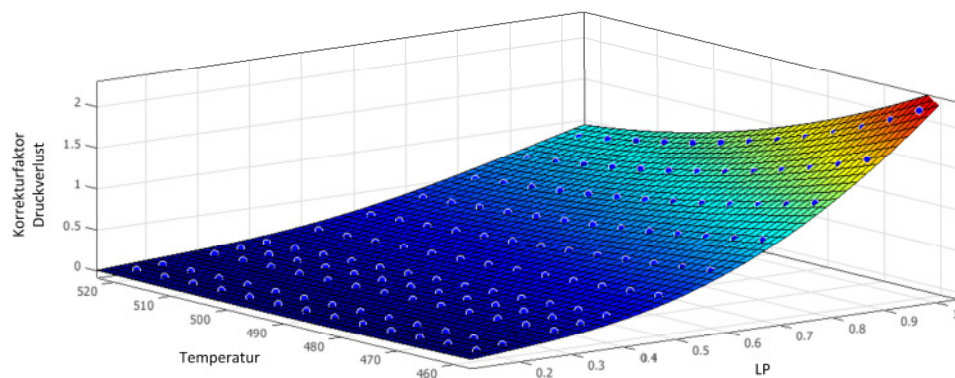
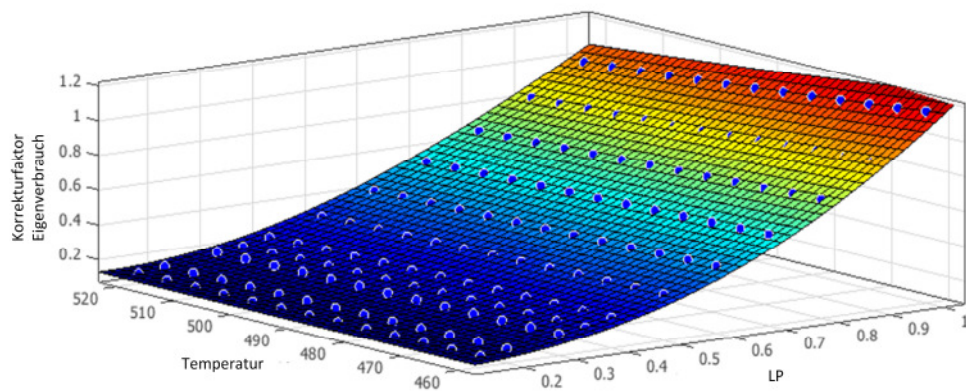
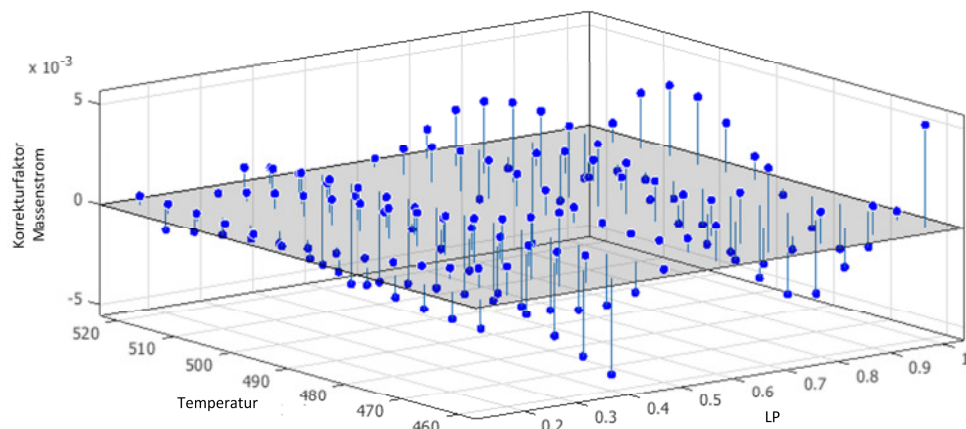


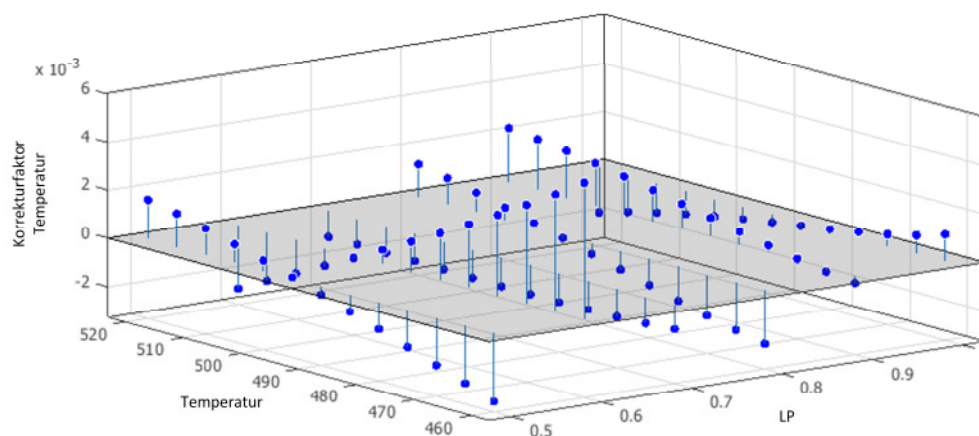
Bild A.14 Druckverlustfunktion



**Bild A.15** Eigenverbrauchsfunction

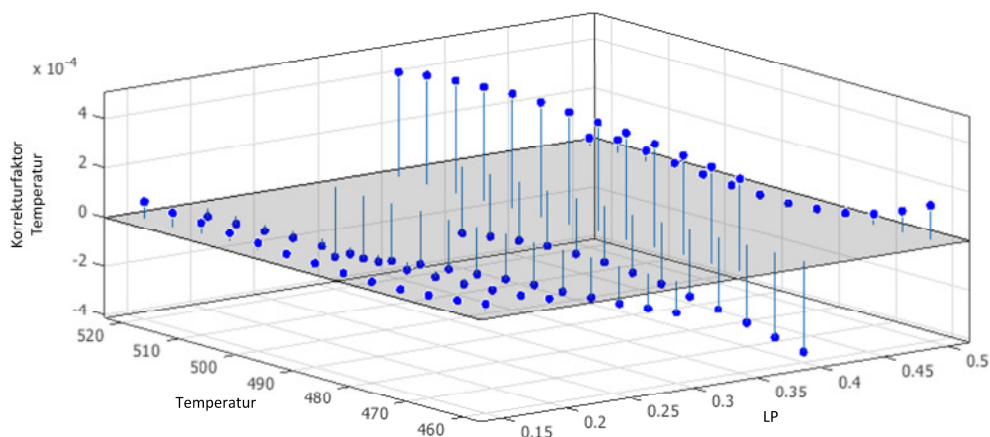


**Bild A.16** Residuen der Massenstromfunktion

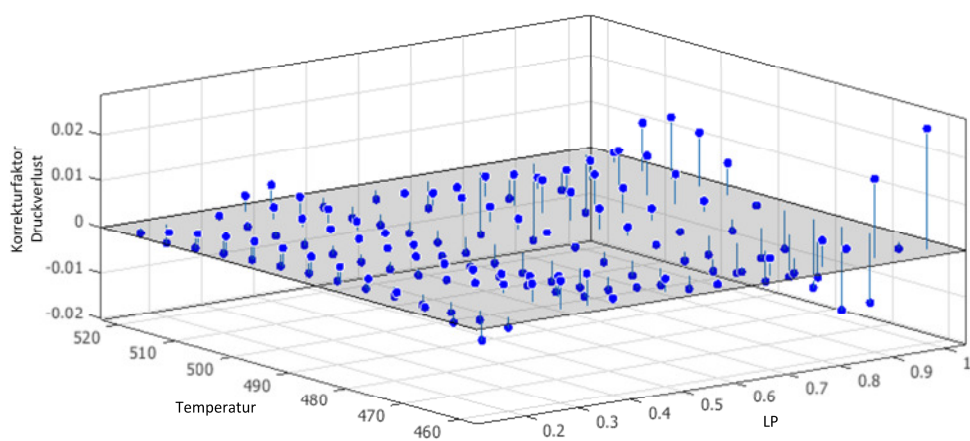


**Bild A.17** Residuen der Salztemperaturfunktion für Teillasten über 50 %

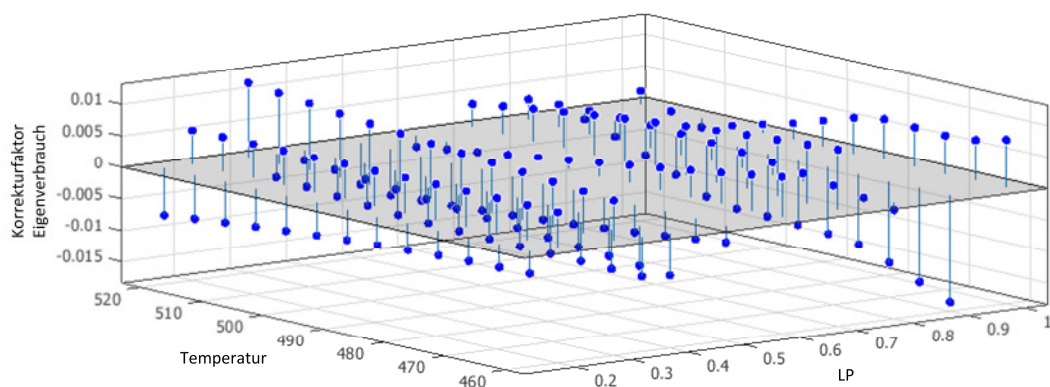




**Bild A.18** Residuen der Salztemperaturfunktion für Teillasten unter 50 %



**Bild A.19** Residuen der Druckverlustfunktion



**Bild A.20** Residuen der Eigenverbrauchsfunction



## A.7 Quellcode der Epsilon-Skripte

### A.7.1 Skript PowerBlock\_detailed\_cont

```
#####
// Script: PowerBlock_detailed_cont

// Id-number: 0

// Date: 18.08.2012

#####

// Content:

// 1. Declaration of constants
// 2. Declaration of variables
// 3. Get values from model
// 4. Calculate of LP characteristics
// 5. Write results to model

#####

// 1. Declaration of constants

#####

const

p1 : real = 2955.0;      // coefficient p1 for final evaporation point function
p2 : real = -11570.0;   // coefficient p2 for final evaporation point function
p3 : real = 18320.0;    // coefficient p3 for final evaporation point function
p4 : real = -14940.0;   // coefficient p4 for final evaporation point function
p5 : real = 6378.0;     // coefficient p5 for final evaporation point function
p6 : real = -1268.0;    // coefficient p6 for final evaporation point function
p7 : real = 3005.0;     // coefficient p7 for final evaporation point function

#####

// 2. Declaration of variables

#####

var

lp      : real;      // load point specification of PB
ts      : real;      // temperature of salt at SGS inlet
hsched  : real;      // enthalpy for final evaporation point controller
swmep   : integer;   // switch measuring points
swco5   : integer;   // switch of controller 5
swco7   : integer;   // switch of controller 7
dmpco7  : integer;   // damping of controller 7
swco6_8 : integer;   // switch of controller 6 and 8
dmpco8  : integer;   // damping of controller 8
swpre5  : integer;   // switch preheater 5
swafc5  : integer;   // switch aftercooler 5
swvat   : integer;   // switch value transmitter

#####

begin

#####

// 3. Get values from model

#####

ts := ::Value.T;
```

```
lp := ::Macro_PBC.LP;

//#####

// 4. Calculate of LP characteristics

//#####

// calculate scheduled value of controller 8

hsched := p1*pow(lp,6)+p2*pow(lp,5)+p3*pow(lp,4)+p4*pow(lp,3)+p5*pow(lp,2)+p6*lp+p7;

// select salt temperature <= 470 °C

if ts <= 470 then
begin
    // Select LP <= 65 percent

    if lp <= 0.65 then
    begin
        dmpco8 := 10;           // damping of controller 8 to extremely high
    end

    else

        // select LP > 65 percent

        begin
            dmpco8 := 6;           // damping of controller 8 to high
        end;
end

else

// select salt temperature > 470 °C

begin

    // select LP < 55 percent

    if lp < 0.55 then
    begin
        dmpco8 := 10;           // damping of controller 8 to extremely high
    end

    else

        // select LP >= 55 percent

        begin

            // select LP <= 70 percent

            if lp <= 0.7 then
            begin
                dmpco8 := 8;       // damping of controller 8 to very very high
            end

            else

                // select LP > 70 percent

                begin
                    dmpco8 := 6;       // damping of controller 8 to high
                end;
            end;
        end;
end;

// select LP <= 50 percent

if lp <= 0.5 then
begin
    swpre5 := 1;           // switch preheater 5 to active
    swafc5 := 1;           // switch aftercooler 5 to active
    swco7 := 0;           // switch controller 7 to active
```

```

end

else

// select PB > 50 percent

begin
    swpre5 := -1;      // switch preheater 5 to deactivated
    swafc5 := 0;        // switch aftercooler 5 to deactivated
    swco7  := -2;      // switch controller 7 to deactivated (no start value set)
end;

// select LP < 35 percent

if lp < 0.35 then
begin
    swco5    := 0;      // switch controller 5 to active
    swco6_8  := -2;     // switch controller 6 and 8 to deactivated (no start value set)
    swmep    := 1;      // switch measuring points to active
    swvat    := -1;     // switch value transmitter to deactivated
    dmpco7   := 1;      // damping of controller 7 to without
end

else

// select LP >= 35 percent

begin
    swco5    := -2;     // switch controller 5 to deactivated (no start value set)
    swco6_8  := 0;      // switch controller 6 and 8 to active
    swmep    := 0;      // switch measuring points to deactivated
    swvat    := 1;      // switch value transmitter to active

// select 35 percent <= LP < 40 percent

if lp >= 0.35 and lp < 0.4 then
begin
    dmpco7 := 1;        // damping of controller 7 to without
end

else

// select LP >= 40 percent

begin
    dmpco7 := 6;        // damping of controller 7 to high
end;
end;

// 5. Write results to model

::Macro_PBC.SWVAT := swvat;      // switch value transmitter
::Macro_PBC.SWMEP := swmep;      // switch measuring points
::Macro_PBC.SWCO5 := swco5;      // switch of controller 5
::Macro_PBC.POUT  := lp*125000;  // scheduled value of controller 5 and 6
::Macro_PBC.SHECO8 := hsched;    // scheduled value of controller 8
::Macro_PBC.SWCO7 := swco7;      // switch of controller 7
::Macro_PBC.DMPCO7 := dmpco7;    // damping of controller 7
::Macro_PBC.SWCO6_8 := swco6_8;  // switch of controller 6 and 8
::Macro_PBC.DMPCO8 := dmpco8;    // damping of controller 8
::Macro_PBC.SWPRE5 := swpre5;    // switch preheater 5
::Macro_PBC.SWAF5  := swafc5;    // switch aftercooler 5

end.


```

## A.7.2 Skript TimeSeries\_calc

```
#####

// Script: TimeSeries_calc

// Id-number: 0

// Date: 18.08.2012

#####

// Content:

// 1. Implementation of interface-units
// 2. Declaration of constants
// 3. Declaration of variables
// 4. Get data from time series
// 5. Get data from power block
// 6. Get data form thermal storage
// 7. Calculate and write decision flags to model
// 8. Write results to model
// 9. Start simulation

#####

// 1. Implementation of interface-units

#####

uses @TimeSeries, @Variant;

#####

// 2. Declaration of constants

#####

const

shutpb  : integer = 7;      // TS column of shut down flag of PB for manual control
startpb : integer = 8;      // TS column of start up flag of PB for manual control
loadchpb: integer = 9;      // TS column of load change of PB for manual control
startsf : integer = 10;     // TS column of start up of SF for manual control

#####

// 3. Declaration of variables

#####

var

position: boolean; // position in TS dialog
tsindex  : integer; // actual index of TS-calculation
tsrow    : integer; // actual row of TS-calculation
flagtra  : integer; // flag for initialization of transient mode
sftran   : variant; // value from TS for manual start up of SF
pbshd    : variant; // value from TS for manual shut down of PB
pbstupa  : variant; // value from TS for manual start up of PB
pbloch   : variant; // value from TS for manual load change of PB
pbshdrea : real; // converted value from TS for manual shut down of PB
pbstuprea : real; // converted value from TS for manual start up of SF
pblochrea : real; // converted value from TS for manual load change of PB
sftranrea : real; // converted value form TS for manual start up of SF
dlpdt    : real; // allowed load change of PB per time
lpnew    : real; // new load point of PB
lpact     : real; // actual load point of PB
lpave    : real; // average load pointer of PB
timestep : real; // time step of TS calculation
swstapb  : real; // level switch point of hot TES for start up PB
swshdpb  : real; // level switch point of hot TES for shut down PB
```

```

levhotmax    : real; // maximum level of hot TES
levhotact    : real; // actual level of hot TES
levhotper    : real; // actual percent level of hot TES
levcolmax    : real; // maximum level of cold TES
levcolact    : real; // actual level of cold TES
levcolper    : real; // actual percent level of cold TES
pbsta        : real; // status of PB

#####

begin

#####

// 4. Get data from time series

#####

position := tsGetCurrentPosition(tsindex,tsrow);

pbshd     := tsGetCell(tsindex, tsrow, shutpb);    // val. from TS for man. shut down (PB)
pbstup    := tsGetCell(tsindex, tsrow, startpb);   // val. from TS for man. start up (PB)
pbloch    := tsGetCell(tsindex, tsrow, loadchpb);  // val. from TS for man. load change (PB)
sftran    := tsGetCell(tsindex, tsrow, startsf);   // val. from TS for man. start up (SF)
pbshdrea   := atof(VarToStr (pbshd));             // converted value from TS for manual shut down of PB
pbstuprea  := atof(VarToStr (pbstup));             // value from TS for manual start up of PB
pblochrea  := atof(VarToStr (pbloch));             // value from TS for manual load change of PB
sftranrea  := atof(VarToStr (sftran));             // converted value from TS for manual start up of SF

#####

// 5. Get data from power block

dlpdt     := Macro_PB.DLPDT;                       // allowed load change of PB per time
lpact     := Macro_PB.LP;                          // actual load point of PB
timestep  := Macro_PB.TIMESTEP;                    // time step of TS calculation
flagtra   := Macro_SFC.FLAGTRA;                   // flag for initialization of transient mode
swstapb   := Macro_PB.SWSTAPB;                    // level switch point of hot TES for start up PB
swshdpb   := Macro_PB.SWSHDPB;                    // level switch point of hot TES for shut down PB
pbsta     := Macro_PB.PBSTAT;                     // status of PB

#####

// 6. Get data from thermal storage

levhotmax := Thermal_Storage.LEVMAX;               // maximum level of hot TES
levhotact := Thermal_Storage.LEVACT;               // actual level of hot TES
levcolmax := Thermal_Storage_1.LEVMAX;            // maximum level of cold TES
levcolact := Thermal_Storage_1.LEVACT;            // actual level of cold TES

#####

// 7. Calculate and write decision flags to model

#####

// calculate percentage level of TES

levhotper := levhotact/levhotmax;                 // calculating percentage level of hot TES
levcolper := levcolact/levcolmax;                 // calculating percentage level of cold TES

// manual shutdown power block

if pbshdrea = 1 then
begin
    Macro_PB.SHUTDOWN := 1; // set shutdown flag on
end;

// automatic shutdown power block

if levhotper <= swshdpb and pbsta = 0 then
begin
    Macro_PB.SHUTDOWN := 1; // set shutdown flag on
end;

// manual start up power block

```

```

if pbstuprea = 1 then
begin
    Macro_PB.ENDCOOL := 1;    // set end cool down flag on
end;

// automatic start up power block

if levhotper >= swstapb and pbsta = 1 then
begin
    Macro_PB.ENDCOOL := 1;    // set end cool down flag on
end;

// change load point of power block

if pblochrea <> 0 then
begin
    lpnew    := pblochrea * dlpdt * timestep + lpact; // calc. new LP for time step
    lpave    := (lpnew + lpact) / 2;                  // calc. average LP for time step
    Macro_PB.LP := lpave;                             // write average LP to model
end

else

// no load point change of power block

begin
    lpnew := lpact;          // set new load point to actual load point
    Macro_PB.LP := lpnew;    // write new load pointe to model
end;

// manual start up of SF

if sftranrea = 1 then
begin
    Macro_SFC.FLAGTRA := 1; // set start up flag
end;

// manual change type of transient mode

if sftranrea = 2 then
begin
    Macro_SFC.FLAGTRA := 2; // change type from cool down to heat up of SF
end;

// select active flag initialization for transient mode

if flagtra = 1 then
begin
    Macro_SFC.FLAGTRA := 0; // reset flag for initialization of transient mode
end;

#####

// 8. Write results to model

#####

Macro_SFC.LEVHOTPER := levhotper;    // write level of hot TES to model
Macro_SFC.LEVCOLPER := levcolper;    // write level of cold TES to model

#####

// 9. Start simulation

#####

simulate;

#####

end.

#####

```



### A.7.3 Skript PowerBlock\_cont

```

#####

// Script: PowerBlock_cont

// Id-number: 1

// Date: 18.08.2012

#####

// Content:

// 1. Declaration of constants
// 2. Declaration of variables
// 2.1 Variables for coefficients of functions
// 2.2 Variables for material constants
// 2.3 Variables for PB characteristics
// 3. Get values from the model
// 4. Heat capacity selection of heat transfer fluid
// 4.1 Solar Salt
// 5. Calculation of PB mode
// 6. select PB mode
// 6.1 Online mode of PB
// 6.2. Cool down mode of PB
// 6.2.1 Heating of PB with hot salt
// 6.2.2 Heating of PB with cold salt
// 6.3 Heat up mode of PB
// 7. Write results to model

#####

// 1. Declaration of constants

#####

const

minlp : real = 0.15; // minimum load of PB in percent
maxlp : real = 1.0;  // minimum load of PB in percent
tempsw : real = 0.5; // switch point of correction function

#####

// 2. Declaration of variables

#####

var

#####

// 2.1 Variables for coefficients of functions

#####

p00 : real; // coefficient p00 mass flow function
p10 : real; // coefficient p10 mass flow function
p01 : real; // coefficient p01 mass flow function
p20 : real; // coefficient p20 mass flow function
p11 : real; // coefficient p11 mass flow function
p02 : real; // coefficient p02 mass flow function
p30 : real; // coefficient p30 mass flow function
p21 : real; // coefficient p21 mass flow function
p12 : real; // coefficient p12 mass flow function
p40 : real; // coefficient p40 mass flow function
p31 : real; // coefficient p31 mass flow function
p22 : real; // coefficient p22 mass flow function
a0 : real; // coefficient a0 for salt mass flow function
a1 : real; // coefficient a1 for salt mass flow function
b0 : real; // coefficient b0 for turbine function

```

```

b1 : real;      // coefficient b1 for turbine function

#####

// 2.2 Variables for material constants

#####

cp0   : real;    // constant 1 for heat capacity
cp1   : real;    // constant 2 for heat capacity
cpin  : real;    // inlet heat capacity
cpout : real;    // outlet heat capacity
cpave : real;    // average heat capacity
htf   : integer; // type of heat transfer fluid

#####

// 2.3 Variables for PB characteristics

lp      : real;    // load point of PB
lpstart : real;    // load point at the start of the time step
lpend   : real;    // load point at the end of the time step
dlp     : real;    // load change per time step
dlpdt   : real;    // load change of PB in percent per second
pbsta   : real;    // status of PB
heatstep: real;    // number of time steps for heat up operation
rampstep: real;    // number of time steps for ramp up operation
shut    : real;    // shut down order PB
shuttim : real;    // shut down time counter
heattim : real;    // real time for heat up operation
ramptim : real;    // real time for ramp up operation
cooltime: real;    // cool down time of PB
tin1    : real;    // salt temperature PB inlet from hot TES
tin2    : real;    // salt temperature PB inlet from cold TES
temp0   : real;    // salt outlet temperature during heat and ramp up mode
temp1   : real;    // salt outlet temperature during cool down (COOLSTA = 0)
temp2   : real;    // salt outlet temperature during cool down (COOLSTA = 1)
ploss   : real;    // heat loss of PB
qloss0  : real;    // thermal loss of PB in percent of design load (COOLSTA = 0)
qloss1  : real;    // thermal loss of PB in percent of design load (COOLSTA = 1)
qin     : real;    // thermal design load of PB
sta     : real;    // cool down strategy of PB
massdp  : real;    // mass flow at design point
presdp  : real;    // pressure at design point
tempdp  : real;    // salt outlet temperature at design point
loaddp  : real;    // maximum load point at design point
minheat : real;    // start salt mass flow of heat up operation
maxheat : real;    // end salt mass flow of heat up operation
minramp : real;    // start salt mass flow of ramp up operation
maxramp : real;    // end salt mass flow of ramp up operation
zm      : real;    // correction factor mass flow
zt      : real;    // correction factor salt outlet temperature
zp      : real;    // correction factor pressure loss
minturramp : real; // start turbine load point of ramp up operation
maxturramp : real; // end turbine load point of ramp up operation
heattimeact : real; // counter for heat up time operation
endcool    : real; // heat up order during cool down operation
ramptimact : real; // counter for ramp up time operation
endramp    : real; // flag for end ramp up
endheat    : real; // flag for end heat up
endonline  : real; // end order for online mode
eout      : real; // electric power output
ste       : real; // time step of plant simulation
schtin    : real; // scheduled value for controller 5
parpb     : real; // parasitics of PB
pardp     : real; // parasitics of PB at DP
swco5     : integer; // switch for controller 5

#####

begin

#####

// 3. Get values from the model

```

```

#####

lpstart := ::Macro_PB.LP;           // load point of PB
tin1    := ::ThermoLiquid_112.T;    // salt temperature PB inlet from hot TES
tin2    := ::ThermoLiquid_113.T;    // salt temperature PB inlet from cold TES
temp0   := ::Macro_PB.TEMP0;        // salt outlet temp. during heat and ramp up mode
temp1   := ::Macro_PB.TEMP1;        // salt outlet temp. during cool down (COOLSTA = 0)
temp2   := ::Macro_PB.TEMP2;        // salt outlet temp. during cool down (COOLSTA = 1)
pbsta   := ::Macro_PB.PBSTAT;       // status of PB
htf     := ::Macro_PB.HTFTYP;       // type of heat transfer fluid
qloss0  := ::Macro_PB.QLOSSPB0;     // thermal loss of PB in perc. of DL (COOLSTA = 0)
qloss1  := ::Macro_PB.QLOSSPB1;     // thermal loss of PB in perc. of DL (COOLSTA = 1)
qin     := ::Macro_PB.QPBIN;        // thermal design load of PB
sta     := ::Macro_PB.COOLSTA;       // cool down strategy of PB
cooltime := ::Macro_PB.COOLTIME;    // cool down time of PB
ste     := ::Macro_PB.TIMESTEP;     // time step of plant simulation
shut    := ::Macro_PB.SHUTDOWN;     // shut down order PB
shuttim := ::Macro_PB.SHUTDIME;     // shut down time counter
massdp  := ::Macro_PB.MASSDP;       // mass flow at design point
presdp  := ::Macro_PB.PRESDP;       // pressure at design point
tempdp  := ::Macro_PB.TEMPD;       // salt outlet temperature at design point
loaddp  := ::Macro_PB.LOADDP;       // maximum load point at design point
minheat := ::Macro_PB.MINHEAT;      // start salt mass flow of heat up operation
maxheat := ::Macro_PB.MAXHEAT;      // end salt mass flow of heat up operation
minramp := ::Macro_PB.MINRAMP;      // start salt mass flow of ramp up operation
maxramp := ::Macro_PB.MAXRAMP;      // end salt mass flow of ramp up operation
minturramp := ::Macro_PB.MINTURRAMP; // start turbine load point of ramp up operation
maxturramp := ::Macro_PB.MAXTURRAMP; // end turbine load point of ramp up operation
endcool := ::Macro_PB.ENDCOOL;      // heat up order during cool down operation
heattim := ::Macro_PB.HEATTIM;      // real time for heat up operation
heatstep := ::Macro_PB.HEATSTEP;    // number of time steps for heat up operation
ramptim := ::Macro_PB.RAMPTIM;      // real time for ramp up operation
rampstep := ::Macro_PB.RAMPSTEP;    // number of time steps for ramp up operation
a0       := ::Macro_PB.a0;          // coefficient a0 for salt mass flow function
a1       := ::Macro_PB.a1;          // coefficient a1 for salt mass flow function
b0       := ::Macro_PB.b0;          // coefficient b0 for turbine function
b1       := ::Macro_PB.b1;          // coefficient b1 for turbine function
heattimeact := ::Macro_PB.HEATTIME; // counter for heat up time operation
ramptimeact := ::Macro_PB.RAMPTIME; // counter for ramp up time operation
endonline := ::Macro_PB.ENDONLINE;  // end order for online mode
dlpdt    := ::Macro_PB.DLPDT;      // load chance of PB in percent per second
schtin   := ::Macro_PB.SCHTIN;     // scheduled value for controller 5
swco5    := ::Macro_PB.SWCO5;      // switch controller 5
pardp    := ::Macro_PB.PARDP;      // parasitics of PB at LP

#####

// 4. Heat capacity selection of heat transfer fluid

#####

case htf of

#####

// 4.1 Solar Salt

#####

0 :
  begin
    cp0 := 1.44732; // constant 1 for heat capacity solar salt
    cp1 := 0.00017222; // constant 2 for heat capacity solar salt
  end;
end;

#####

// 5. Calculation of PB mode

#####

// end online mode

if pbsta = 0 and endonline = 1 then
  begin

```

```

    pbsta    := 1;    // chance PB mode to cool down
    shuttim  := 0;    // set shut down time to zero
    shut     := 0;    // reset shut down initialization
end;

// jump over shut down mode

if lpstart = 0.15 and shut = 1 then
begin
    shuttim := 0;    // set shut down time to zero
    pbsta    := 1;    // chance PB mode to cool down
    shut     := 0;    // reset shut down initialization
end;

// end cool down mode

if endcool = 1 and pbsta = 1 then
begin
    pbsta := 2; // switch to heat up mode
end;

// end Heat up mode

if heatstep = 0 and pbsta = 2 then
begin
    pbsta      := 3;    // switch to ramp up mode
    heattim    := 0;    // setting heat up time to zero
    heattimeact := 0;    // setting ramp up time actual to zero
    endheat    := 1;    // set end heat up flag on
end;

// end Ramp up mode

if rampstep = 0 and pbsta = 3 then
begin
    pbsta      := 0;    // switch to online mode
    ramptim    := 0;    // setting heat up time to zero
    ramptimact := 0;    // setting ramp up time actual to zero
    lpstart    := maxramp; // setting load point of PB to end value of ramp up
end;

#####

// 6. select PB mode

#####

case pbsta of

#####

// 6.1 Online mode of PB

#####

0 :
begin
    dlp := maxlp * dlpdt / 60 * ste;    // calculation of the load change per time step

    // first step shut down operation

    if shut = 1 and shuttim = 0 then
    begin
        shuttim := (lpstart-minlp)/dlpdt*60; // calculation of shut down time
        lpend    := lpstart-dlp;             // calculation of new load point
    end;

    // no shut down operation running

    if shut=0 then
    begin
        lpend    := lpstart;    // set same load point of the PB
        shuttim := 0;           // set shut down time to zero
    end;
end;

```

```

// continuous steps shut down operation

if shut = 1 and shuttim > 0 then
begin
    lpend := lpstart-dlp; // calculation of the new load point
    shuttim := shuttim-ste; // calculation of the actual shut down time

    // closing shut down operation

    if lpend <= minlp then
    begin
        lpend := 0; // shut down PB
        endonline := 1; // exit online mode
        shuttim := 0; // set shut down time to zero
    end;
end;

lp := (lpstart + lpend) / 2; // calculation of average load point

// PB boundary check minimum load

if lp < minlp then
begin
    lp := minlp; // set average load point to minimum load
    lpend := minlp; // set load point to minimum load
end;

// PB boundary check maximum load

if lp > maxlp then
begin
    lp := maxlp; // set average load point to maximum load
    lpend := maxlp; // set load point to maximum load
end;

p00 := 1.467; // coefficient p00 mass flow function
p10 := -2.165; // coefficient p10 mass flow function
p01 := -0.00537; // coefficient p01 mass flow function
p20 := 19.24; // coefficient p20 mass flow function
p11 := 0.01507; // coefficient p11 mass flow function
p02 := 4.816E-06; // coefficient p02 mass flow function
p30 := 2.333; // coefficient p30 mass flow function
p21 := -0.0782; // coefficient p21 mass flow function
p12 := -1.56E-05; // coefficient p12 mass flow function
p40 := -1.363; // coefficient p40 mass flow function
p31 := 0.001509; // coefficient p31 mass flow function
p22 := 7.097E-05; // coefficient p22 mass flow function

// calculate normalized mass flow

zm := p00 + p10*lp + p01*tin1 + p20*pow(lp,2) + p11*lp*tin1 + p02*pow(tin1,2)
      + p30*pow(lp,3) + p21*pow(lp,2)*tin1 + p12*lp*pow(tin1,2) + p40*pow(lp,4)
      + p31*pow(lp,3)*tin1 + p22*pow(lp,2)*pow(tin1,2);

// selection of correction function with tempsw

if lp > tempsw then
begin
    // select LP > 0.5

    p00:= -1.143; // coefficient p00 temperature function (LP > 0.5)
    p10:= 6.083; // coefficient p10 temperature function (LP > 0.5)
    p01:= 0.003527; // coefficient p01 temperature function (LP > 0.5)
    p20:= -3.293; // coefficient p20 temperature function (LP > 0.5)
    p11:= -0.01175; // coefficient p11 temperature function (LP > 0.5)
    p02:= -6.851E-07; // coefficient p02 temperature function (LP > 0.5)
    p30:= 0.518; // coefficient p30 temperature function (LP > 0.5)
    p21:= 0.003826; // coefficient p21 temperature function (LP > 0.5)
    p12:= 4.831E-06; // coefficient p12 temperature function (LP > 0.5)

    // calculate normalized temperature (LP > 0.5)

    zt := p00 + p10*lp + p01*tin1 + p20*pow(lp,2) + p11*lp*tin1 + p02*pow(tin1,2)

```

```

        + p30*pow(lp,3) + p21*pow(lp,2)*tin1 + p12*lp*pow(tin1,2);

end

// select LP <= 0.5

else

begin
    p00:= 0.9636;           // coefficient p00 temperature function (LP <= 0.5)
    p10:= 0.05239;         // coefficient p10 temperature function (LP <= 0.5)
    p01:= -0.0007307;      // coefficient p01 temperature function (LP <= 0.5)
    p20:= 0.1569;          // coefficient p20 temperature function (LP <= 0.5)
    p11:= -0.0003564;      // coefficient p11 temperature function (LP <= 0.5)
    p02:= 1.088E-06;       // coefficient p02 temperature function (LP <= 0.5)
    p30:= -0.202;          // coefficient p30 temperature function (LP <= 0.5)
    p21:= -2.179E-05;      // coefficient p21 temperature function (LP <= 0.5)
    p12:= 4.692E-07;       // coefficient p12 temperature function (LP <= 0.5)

    // calculate normalized temperature (LP <= 0.5)

    zt := p00 + p10*lp + p01*tin1 + p20*pow(lp,2) + p11*lp*tin1 + p02*pow(tin1,2)
        + p30*pow(lp,3) + p21*pow(lp,2)*tin1 + p12*lp*pow(tin1,2);

end;

p00 := 8.784;           // coefficient p00 pressure function
p10 := -57.43;          // coefficient p10 pressure function
p01 := -0.03597;        // coefficient p01 pressure function
p20 := 105.1;           // coefficient p20 pressure function
p11 := 0.2391;          // coefficient p11 pressure function
p02 := 3.645E-05;       // coefficient p02 pressure function
p30 := 13.73;           // coefficient p30 pressure function
p21 := -0.4371;         // coefficient p21 pressure function
p12 := -0.0002442;      // coefficient p12 pressure function
p40 := -1.857;          // coefficient p40 pressure function
p31 := -0.01808;        // coefficient p31 pressure function
p22 := 0.0004432;       // coefficient p22 pressure function

// calculate normalized pressure

zp := p00 + p10*lp + p01*tin1 + p20*pow(lp,2) + p11*lp*tin1 + p02*pow(tin1,2)
    + p30*pow(lp,3) + p21*pow(lp,2)*tin1 + p12*lp*pow(tin1,2) + p40*pow(lp,4)
    + p31*pow(lp,3)*tin1 + p22*pow(lp,2)*pow(tin1,2);

p00 := 0.6992;           // coefficient p00 parasitic function
p10 := -2.914;           // coefficient p10 parasitic function
p01 := -0.002702;        // coefficient p01 parasitic function
p20 := 3.316;            // coefficient p20 parasitic function
p11 := 0.01528;          // coefficient p11 parasitic function
p02 := 0.000003124;      // coefficient p02 parasitic function
p30 := 4.245;            // coefficient p30 parasitic function
p21 := -0.0183;          // coefficient p21 parasitic function
p12 := -0.00001942;      // coefficient p12 parasitic function
p40 := -0.2324;          // coefficient p40 parasitic function
p31 := -0.007699;        // coefficient p31 parasitic function
p22 := 0.0000268;        // coefficient p22 parasitic function

//calculate normalized parasitics

parpb := p00 + p10*lp + p01*tin1 + p20*pow(lp,2) + p11*lp*tin1 + p02*pow(tin1,2)
    + p30*pow(lp,3) + p21*pow(lp,2)*tin1 + p12*lp*pow(tin1,2) + p40*pow(lp,4)
    + p31*pow(lp,3)*tin1 + p22*pow(lp,2)*pow(tin1,2);

heattim      := 0;      // set time for heat up operation to zero
heatstep     := 0;      // set step number for heat up operation to zero
ramptim      := 0;      // set time for ramp up operation to zero
rampstep     := 0;      // set step number for ramp up operation to zero
heattimeact  := 0;      // processed time of heat up operation
ramptimeact  := 0;      // processed time of ramp up operation
cooltime     := 0;      // set cool down time to zero
eout         := lp;     // set electric power to load point
schtin       := 510;    // value for controller 5
swco5        := 0;      // switch controller 5
end;

```

```

#####

// 6.2. Cool down mode of PB

#####

1 :

begin

    // select active end online flag

    if endonline = 1 then
        begin
            endonline := 0; // reset exit flag online mode
        end;

    // Selection of cool down strategy

    case sta of

#####

// 6.2.1 Heating of PB with hot salt

#####

0 :

    begin
        cooltime := cooltime + ste; // calculate new cool down time
        cpin := cp0 + cpl * tin1; // calculate heat capacity at PB inlet
        cpout := cp0 + cpl * temp1; // calculate heat capacity at PB outlet
        cpave := (cpin + cpout)/2; // calculate average heat capacity
        ploss := qloss0 * qin; // calculate heat loss of PB

        zm := ploss/cpave/(tin1-temp1)/massdp; // calculate mass flow

        //Calculation of the actual heat-up and ramp-up for heating case 0

        heattim := 0; // set heat time to zero
        heatstep := 0; // set heat steps to zero

        a0 := 774; // function parameter a0 ramp-up time
        a1 := 0.0096; // function parameter a1 ramp-up time

        ramptim := a0 + a1 * cooltime; // calculation ramp-up time
        rampstep := round(ramptim / ste); // round time step

        if rampstep = 0 then rampstep := 1; // set at least one ramp-up step

        lpend := 0; // set load point to zero
        eout := 0; // set electric power output to zero
        zt := temp1/tempdp; // calculate normalized salt outlet temperature
        zp := 0; // set pressure loss to zero
        schtin := 510; // value for controller 5
        swco5 := 0; // switch controller

    end;

#####

// 6.2.2 Heating of PB with cold salt

#####

1 :

    begin
        schtin := 290; // value for controller 5
        swco5 := 1; // switch controller 5

        // decision of correct inlet temperature

        if schtin >= tin2 then
            begin

```

```

        tin2 := schtin; // salt temperature PB inlet cool down case 1
    end;

    cooltime := cooltime + ste; // calculate new cool down time
    cpin      := cp0 + cp1 * tin2; // calculate heat capacity at PB inlet
    cpout     := cp0 + cp1 * temp2; // calculate heat capacity at PB outlet
    cpave     := (cpin + cpout)/2; // calculate average heat capacity
    ploss     := qloss1 * qin; // calculate heat loss of PB

    zm := ploss/cpave/(tin2-temp2)/massdp; // calculate normalized mass flow

    //Calculation of the actual heat-up and ramp-up for heating case 1

    a0 := 216; // function parameter a0 heat-up time
    a1 := 0.0508; // function parameter a1 heat-up time

    heattim := a0 + a1 * cooltime; // calculation heat-up time
    heatstep:= round(heattim / ste); // round time step

    if heatstep = 0 then heatstep := 1; // set at least one heat-up step

    a0 := 774; // function parameter a0 ramp-up time
    a1 := 0.0096; // function parameter a1 ramp-up time

    ramptim := a0 + a1 * cooltime; // calculation ramp-up time
    rampstep := round(ramptim / ste); // round time step

    if rampstep = 0 then rampstep := 1; // set at least one ramp-up step

    lpend := 0; // set load point to zero
    eout := 0; // set electric power output to zero
    zt := temp2/tempdp; // calculate normelized salt outlet temperature
    zp := 0; // set pressure loss to zero
    parpb := 0; // set parasitics to zero
end;
end;

#####

end;

#####

// 6.3 Heat up mode of PB

#####

2 :
begin

    // select first heat up step

    if endcool = 1 then
    begin

        // calculate the linear functions

        a0 := minheat; // calculate coeff. a0 for mass flow
        a1 := (minheat-maxheat)/( 0-heatstep*ste); // calculate coeff. a1 for mass flow

        endcool := 0; // reset heat up order
        heattimeact := 0; // set processed heat up time to zero
    end;

    zm := ((a0+a1*heattimeact)+(a0+a1*(heattimeact+ste)))/2; // calculate mass flow
    zp := pow((zm * massdp / massdp) , 2); // calculate pressure loss

    heattimeact := heattimeact + ste; // calculate processed heat up time
    heatstep := heatstep-1; // calculate heat up steps to do
    lpend := 0; // set load point of PB to zero
    eout := 0; // set electric power to zero
    zt := templ / tempdp; // calculate normalized salt temperature
    ramptimeact := 0; // set processed ramp up time to zero
    schtin := 510; // value for controller 5
    swco5 := 0; // switch controller 5 to active

```



```

    parpb      := 0;          // set parasitics to zero
end;

#####

// 6.3 Ramp up operation of PB

#####

3 :

begin
    endcool := 0;    // reset end cool down flag

    // select first ramp up step

    if endheat = 1 then
        begin

            // calculated linear ramp up functions

            a0 := minramp;          // calc. coeff. a0 mass flow
            a1 := (minramp-maxramp)/(0-rampstep*ste);    // calc. coeff. a1 mass flow
            b0 := minturramp;        // calc. coeff. b0 electric power
            b1 := (minturramp-maxturramp)/(0-rampstep*ste); // calc. coeff. b1 electric power

            endheat      := 0;    // reset end heat up flag
            ramptimact   := 0;    // set processed ramp up time to zero
        end;

        zm := ((a0+a1*ramptimact)+(a0+a1*(ramptimact+ste)))/2;    // calculate mass flow
        zp := pow((zm*massdp/massdp),2);    // calculate pressure loss
        eout := ((b0+b1*ramptimact)+(b0+b1*(ramptimact+ste)))/2;    // calculate electric power

        ramptimact := ramptimact + ste;    // calculate new processed ramp up time
        rampstep   := rampstep-1;    // calculate ramp up steps to do
        heattimeact := 0;    // set heat up time to zero
        zt := temp1/tempdp;    // calculate normalized salt outlet temperature
        lpend := b0+b1*(ramptimact+ste);    // set load point of PB to end value
        schtin := 510;    // value for controller 5
        swco5 := 0;    // switch controller 5 to active
        shut := 0;    // reset shutdown flag
        parpb := 0;    // set parasitics to zero
    end;

#####

end;

#####

// 7. Write results to model

#####

Measuring_point_2.MEASM := zm * massdp;    // salt mass flow of SGS
::Macro_PB.MS          := zm * massdp;    // salt mass flow of SGS
Measuring_point_1.MEASM := eout * loaddp;    // electric output power of generator
::Macro_PB.EOUT        := eout * loaddp;    // electric output power of generator
Measuring_point_5.MEASM := zt * tempdp;    // salt outlet temperature of SGS
::Macro_PB.TOUT        := zt * tempdp;    // salt outlet temperature of SGS
Measuring_point.MEASM   := zp * presdp;    // salt pressure loss of SGS
::Macro_PB.PL          := zp * presdp;    // salt pressure loss of SGS
::Macro_PB.COOLTIME    := cooltime;    // cooling time of PB
::Macro_PB.LP          := eout;    // new load point of PB
::Macro_PB.SHUTDIME    := shuttim;    // shut down time of PB
::Macro_PB.PBSTAT      := pbsta;    // status of PB
::Macro_PB.SHUTDOWN    := shut;    // shutdown status of PB
::Macro_PB.HEATTIM     := heattim;    // time for heat up operation of PB
::Macro_PB.HEATSTEP    := heatstep;    // step number for heat up operation
::Macro_PB.RAMPTIM     := ramptim;    // time for ramp up operation
::Macro_PB.RAMPSTEP    := rampstep;    // step number for ramp up operation
::Macro_PB.HEATTIME    := heattimeact;    // processed time of heat up operation
::Macro_PB.RAMPTIME    := ramptimact;    // processed time of ramp up operation
::Macro_PB.ENDONLINE   := endonline;    // end online mode flag

```

```
::Macro_PB.ENDCOOL      := endcool;          // end cool down mode flag
::Macro_PB.a0           := a0;               // Function parameter a0 salt mass flow
::Macro_PB.a1           := a1;               // Function parameter a1 salt mass flow
::Macro_PB.b0           := b0;               // Function parameter b0 electric power generator
::Macro_PB.b1           := b1;               // Function parameter b1 electric power generator
::Macro_PB.SCHTIN       := schtin;           // scheduled value for controller 5
::Macro_PB.SWCO5        := swco5;            // switch controller 5
::Macro_PB.PARPB        := parpb*pardp;      // calculate parasitics of PB

//#####

end.

//#####
```

#### A.7.4 Skript SolarField\_cont

```

#####

// Script: Solarfield_cont

// Id-number: 2

// Date: 18.08.2012

#####

// Content:

// 1. Declaration of constants
// 2. Declaration of variables
// 3. Get values from the model
// 4. Calculation of pipings and header heat losses
// 5. Calculation of SF mode
// 6. Selection of SF status
// 6.1. Stationary online operation of solar field
// 6.2. Transient operation of solar field
// 6.3. Stationary stand by operation of solar field
// 7. Write results to model

#####

// 1. Declaration of constants

#####

const

tambp      : real = 20.0;      // average ambient temperature for heat loss calculation
thotp      : real = 510.3;    // average temperature of hot piping for heat loss calculation
tcoldp     : real = 290.7;    // average temperature of cold piping for heat loss calculation

#####

// 2. Declaration of variables

#####

var

temp        : real;           // temperature return flow of solar field
dni         : real;           // DNI from superior model
sfmassfl    : real;           // mass flow of whole solar field
tempheat    : real;           // switch temperature form online to cool down mode
temponli    : real;           // switch temperature from heat up to online mode
rsheight    : real;           // sun height from superior model
focang      : real;           // switch point of focus strategy
tempcol1    : real;           // switch temperature 1 for sequential focus during heat up
tempcol2    : real;           // switch temperature 2 for sequential focus during heat up
tempcol3    : real;           // switch temperature 3 for sequential focus during heat up
tempcolac1  : real;           // actual temperature 1 for sequential focus during heat up
tempcolac2  : real;           // actual temperature 2 for sequential focus during heat up
tempcolac3  : real;           // actual temperature 3 for sequential focus during heat up
tempcolac4  : real;           // actual temperature 4 for sequential focus during heat up
tempcolac5  : real;           // actual temperature 5 for sequential focus during heat up
tempcolac6  : real;           // actual temperature 6 for sequential focus during heat up
qlossp      : real;           // heat loss of pipings and headers per meter
ahot        : real;           // parameter a for linear heat loss function of hot pipings
bhot        : real;           // parameter b for linear heat loss function of hot pipings
acold       : real;           // parameter a for linear heat loss function of cold pipings
bcold       : real;           // parameter b for linear heat loss function of cold pipings
flagtra     : integer;        // flag for change from online to transient mode
status      : integer;        // mode of solar field
foccool     : integer;        // focus strategy during cool down mode of solar field
focheat     : integer;        // focus strategy during heat up mode of solar field
swco        : integer;        // switch controller
swco1       : integer;        // switch controller 1

```

```

swco3      : integer;    // switch controller 3
swco4      : integer;    // switch controller 4
swmep      : integer;    // switch measuring point
mevall9    : integer;    // value measuring point 19
stostat    : integer;    // status of indirect storages
stoite     : integer;    // status of iteration step
swsep      : integer;    // switch separator
statfoc    : integer;    // status of collector focus
focvalue1  : integer;    // focus value of collector 1
focvalue2  : integer;    // focus value of collector 2
focvalue3  : integer;    // focus value of collector 3
focvalue4  : integer;    // focus value of collector 4
flagtrak   : integer;    // flag for kind of transient mode
flagdel    : integer;    // flag for the kind of transient delay time
delaycoun  : integer;    // counter for transient delay time
delaytimh  : integer;    // delay time for transient heat up of solar field
delaytimc  : integer;    // delay time for transient cool down of solar field
timestep   : integer;    // time step of calculation

#####

begin

#####

// 3. Get values from the model

#####

status      := ::Macro_SFC.SFSTAT;    // mode of solar field
temp        := ::ThermoLiquid_9.T;    // temperature return flow of solar field
dni         := ::Sun_1.DNI;           // DNI from superior model
sfmassfl    := ::ThermoLiquid_9.M;    // mass flow of whole solar field
foccool     := ::Macro_SFC.FOCCOOL;   // focus strategy during cool down mode of solar field
focheat     := ::Macro_SFC.FOCHEAT;   // focus strategy during heat up mode of solar field
temponli    := ::Macro_SFC.TEMPONLI;  // switch temperature from heat up to online mode
tempheat    := ::Macro_SFC.TEMPHEAT;  // switch temperature form online to cool down mode
flagtra     := ::Macro_SFC.FLAGTRA;   // switch from online to transient mode
rsheight    := ::Sun_1.RSHEIGHT;      // sun height from superior model
focang      := ::Macro_SFC.FOCANG;    // switch point of focus strategy
flagtrak    := ::Macro_SFC.FLAGTRAK;  // flag for kind of transient mode
tempcol1    := ::Macro_SFC.TEMPCOL1;  // switch temp. 1 for sequential focus during heat up
tempcol2    := ::Macro_SFC.TEMPCOL2;  // switch temp. 2 for sequential focus during heat up
tempcol3    := ::Macro_SFC.TEMPCOL3;  // switch temp. 3 for sequential focus during heat up
tempcolac1  := ::ThermoLiquid_57.T;   // actual temp. 1 for sequential focus during heat up
tempcolac2  := ::ThermoLiquid_24.T;   // actual temp. 2 for sequential focus during heat up
tempcolac3  := ::ThermoLiquid_33.T;   // actual temp. 3 for sequential focus during heat up
tempcolac4  := ::ThermoLiquid_38.T;   // actual temp. 4 for sequential focus during heat up
tempcolac5  := ::ThermoLiquid_40.T;   // actual temp. 5 for sequential focus during heat up
tempcolac6  := ::ThermoLiquid_42.T;   // actual temp. 6 for sequential focus during heat up
glossp      := ::Macro_SFC.QLOSSP;    // heat loss of pipings and headers per meter
flagdel     := ::Macro_SFC.FLAGDEL;   // flag for the kind of transient delay time
delaycoun   := ::Macro_SFC.DELAYCOUN;  // counter for transient delay time
delaytimh   := ::Macro_SFC.DELAYTIMH;  // delay time for transient heat up of solar field
delaytimc   := ::Macro_SFC.DELAYTIMC;  // delay time for transient cool down of solar field
timestep    := ::Macro_PB.TIMESTEP;    // time step of calculation

#####

// 4. Calculation of piping and header heat losses

#####

ahot        := glossp/(thotp-tampb);    // parameter a for linear function of hot pipings
bhot        := -ahot * tampb;           // parameter b for linear function of hot pipings
acold       := glossp/(tcoldp-tampb);    // parameter a for linear function of cold pipings
bcold       := -acold * tampb;           // parameter b for linear function of cold pipings

#####

// 5. Calculation of SF mode

#####

// change delay time of transient SF cool down

```

```

if status = 1 and flagdel = 2 then
begin
    delaycoun := delaycoun-timestep;
end;

//trigger delay counter for cool down delay

if temp <= tempheat and status = 1 and flagdel = 0 and flagtrak = 1 then
begin
    delaycoun := delaytimc; // set delay time counter to cool down delay time
    flagdel := 2; // set flag for delay time to mode 2
end;

// change from transient SF cool down to SF stand by mode

if delaycoun <= 0 and status = 1 and flagdel = 2 then
begin
    status := 2; // switch SF to stand by mode
    flagdel := 0; // reset flag for delay time to zero
    delaycoun := 0; // reset delay time counter to zero
end;

// change delay time of transient SF heat up

if status = 1 and flagdel = 1 then
begin
    delaycoun := delaycoun-timestep;
end;

// trigger delay counter for heat up delay

if temp >= temponli and status = 1 and flagdel = 0 and flagtrak = 0 then
begin
    delaycoun := delaytimh; // set delay time counter to heat up delay time
    flagdel := 1; // set flag for delay time to mode 1
end;

//change from transient SF heat up to SF online mode

if delaycoun <= 0 and status = 1 and flagdel = 1 then
begin
    status := 0; // switch SF to online mode
    flagdel := 0; // reset flag for delay time to zero
    delaycoun := 0; // reset delay time counter to zero
end;

// change from SF stand by to transient SF heat up mode

if flagtra = 1 and status = 2 then
begin
    status := 1; // switch SF to transient mode
    flagtrak := 0; // set kind of transient mode to heat up
end;

// change from SF stand by to transient SF heat up mode

if flagtra = 2 and status = 1 then
begin
    status := 1; // switch SF to transient mode
    flagtrak := 0; // set kind of transient mode to heat up
    flagtra := 0; // jump over first run initialization of transient components
    flagdel := 0; // reset flag for delay time of transient mode
    delaycoun := 0; // reset counter for delay time of transient mode
end;

// change from SF online to transient SF cool down mode

if flagtra = 1 and status = 0 then
begin
    status := 1; // switch SF to transient mode
    flagtrak := 1; // set kind of transient mode to cool down
end;

```

```

#####
// 6. Selection of SF status
#####
case status of
#####
// 6.1. Stationary online operation of solar field
#####
0 :
    begin
        swco      := -2; // switch controller to deactivated (no start value)
        swco1     := 0;  // switch controller 1 to on
        swco3     := 0;  // switch controller 3 to on
        swco4     := -2; // switch controller 4 to deactivated (no start value)
        swmep     := 1;  // switch measuring point to on
        meval19   := 1;  // switch measuring point 19 value to SF online
        stostat   := 1;  // status of indirect storages to stationary solution
        stoite    := 1;  // status of iteration step to first run
        swsep     := 2;  // switch separator to separate enthalpy
        statfoc   := 1;  // focus of collectors by logic line
        flagtra   := 0;  // flag for transient mode to zero
        flagdel   := 0;  // reset flag for delay time of transient mode
        delaycoun := 0;  // reset counter for delay time of transient mode
    end;

#####
// 6.2. Transient operation of solar field
#####
1 :
    begin
        stostat := 0; //status of indirect storages to transient with time series

        // initialization of transient components

        if flagtra = 1 then
            begin
                stoite := 1; // status of iteration step to first run

                // select SF heat up mode

                if flagtrak = 0 then
                    begin
                        swco      := 0; // switch controller to on
                        swco1     := -2; // switch controller 1 to deactivated (no start value)
                        swco3     := -2; // switch controller 3 to deactivated (no start value)
                        swco4     := 0; // switch controller 4 to on
                        swmep     := 0; // switch measuring point to deactivated
                        meval19   := 2; // switch measuring point 19 value to SF stand by
                        swsep     := 0; // switch separator to deactivated
                    end;

                    // select SF cool down mode

                    if flagtrak = 1 then
                        begin
                            swco      := -2; // switch controller to deactivated (no start value)
                            swco1     := 0; // switch controller 1 to on
                            swco3     := 0; // switch controller 3 to on
                            swco4     := -2; // switch controller 4 to deactivated (no start value)
                            swmep     := 1; // switch measuring point to activated
                            meval19   := 1; // switch measuring point 19 value to SF online mode
                            swsep     := 2; // switch separator to separate enthalpy
                        end;
                    end
                else

```

```

// continous calculation of transient components

begin
    stoite := 2;    // status of iteration step to continuous run
    swco   := -2;   // switch controller to deactivated (no start value)
    swco1  := -2;   // switch controller 1 to deactivated (no start value)
    swco3  := -2;   // switch controller 3 to deactivated (no start value)
    swco4  := -2;   // switch controller 4 to deactivated (no start value)
    swmep  := 0;    // switch measuring point to deactivated
    meval19 := 2;   // switch measuring point 19 value to SF stand by
    swsep  := 0;    // switch separator to deactivated
end;

// selection focus control for heat up an cool down

// select transient SF heat up mode

if flagtrak = 0 then
    begin
        // select sequential focusing

        if focheat = 0 then
            begin
                focvalue1 := 1; // set collector 1 of loop to full focus
                focvalue2 := 0; // set collector 2 of loop to park position
                focvalue3 := 0; // set collector 3 of loop to park position
                focvalue4 := 0; // set collector 4 of loop to park position

                // temperature switch after first collector

                if ((tempcolac1 + tempcolac4) / 2) >= tempcol1 then
                    begin
                        focvalue2 := 1; // set collector 2 of loop to park position
                    end;

                // temperature switch after second collector

                if ((tempcolac2 + tempcolac5) / 2) >= tempcol2 then
                    begin
                        focvalue2 := 1; // set collector 2 of loop to park position
                        focvalue3 := 1; // set collector 3 of loop to park position
                    end;

                // temperature switch after third collector

                if ((tempcolac3 + tempcolac6) / 2) >= tempcol3 then
                    begin
                        focvalue2 := 1; // set collector 2 of loop to park position
                        focvalue3 := 1; // set collector 3 of loop to park position
                        focvalue4 := 1; // set collector 4 of loop to park position
                    end;
                end;

                // select simultaneously focusing

                if focheat = 1 then
                    begin
                        focvalue1 := 1; // set collector 1 of loop to full focus
                        focvalue2 := 1; // set collector 2 of loop to full focus
                        focvalue3 := 1; // set collector 3 of loop to full focus
                        focvalue4 := 1; // set collector 4 of loop to full focus
                    end;
                end;

                // select transient SF cool down mode

                if flagtrak = 1 then
                    begin
                        // forced and natureal defocussing strategy

                        if foccool = 1 or foccool = 0 then

                            begin

```

```

        // forced defocussing

        focvalue1 := 1; // set collector 1 of loop to full focus
        focvalue2 := 1; // set collector 2 of loop to full focus
        focvalue3 := 1; // set collector 3 of loop to full focus
        focvalue4 := 1; // set collector 4 of loop to full focus
        statfoc   := 0; // focus of collectors to collector value
    end;

    // forced defocussing strategy below critical angle

    if rsheight <= focang and foccool = 1 then

    begin

        // forced defocussing

        focvalue1 := 0; // set collector 1 of loop to park position
        focvalue2 := 0; // set collector 2 of loop to park position
        focvalue3 := 0; // set collector 3 of loop to park position
        focvalue4 := 0; // set collector 4 of loop to park position
        statfoc   := 0; // focus of collectors to collector value
    end;

    // set collectors to park position when sun below horizon

    if dni <= 0 then

    begin
        focvalue1 := 0; // set collector 1 of loop to park position
        focvalue2 := 0; // set collector 2 of loop to park position
        focvalue3 := 0; // set collector 3 of loop to park position
        focvalue4 := 0; // set collector 4 of loop to park position
    end;
    end;
end;

#####

// 6.3. Stationary stand by operation of solar field

#####

2 :
    begin
        swco    := 0; // switch controller to on
        swco1   := -2; // switch controller 1 to deactivated (no start value)
        swco3   := -2; // switch controller 2 to deactivated (no start value)
        swco4   := 0; // switch controller 4 on
        swmep   := 0; // switch measuring point to deactivated
        meval19 := 2; // switch measuring point 19 value to SF stand by
        stostat := 1; //status of indirect storages to stationary solution
        stoite   := 1; // status of iteration step to first run
        swsep   := 0; // switch for value separator to deactivated
        focvalue1 := 0; // collector 1 of loop in park position
        focvalue2 := 0; // collector 2 of loop in park position
        focvalue3 := 0; // collector 3 of loop in park position
        focvalue4 := 0; // collector 4 of loop in park position
        statfoc   := 0; // focus of collectors to collector value
        flagtra   := 0; // flag for transient mode to zero
        flagdel   := 0; // flag for transient delay time to zero
        delaycoun := 0; // counter for delay time to zero
    end;

#####

end;

#####

// 7. Write results to model

#####

::Macro_SFC.SFSTAT      := status; // mode of solar field

```



```

::Sun_1.DNI                := dni;          // DNI from superior model
::Macro_SFC.FLAGTRA        := flagtra;      // flag for change from online to transient mode
::Macro_SFC.SWCO           := swco;         // switch controller
::Macro_SFC.SWCO1          := swco1;        // switch controller 1
::Macro_SFC.SWCO3          := swco3;        // switch controller 3
::Macro_SFC.SWCO4          := swco4;        // switch controller 4
::Macro_SFC.SWMEP          := swmep;        // switch measuring point
::Macro_SFC.MEVAL19        := meval19;      // value measuring point 19
::Macro_SFC.STOISTAT       := stostat;      // status of indirect storages
::Macro_SFC.STOITE         := stoite;       // status of iteration step
::Macro_SFC.SWSEP          := swsep;        // switch for value separator
::Macro_SFC.AHOT           := ahot;         // parameter a for linear HL function of hot pipings
::Macro_SFC.BHOT           := bhot;         // parameter b for linear HL function of hot pipings
::Macro_SFC.ACOLD          := acold;        // parameter a for linear HL function of cold pipings
::Macro_SFC.BCOLD          := bcold;        // parameter b for linear HL function of cold pipings
::Macro_SFC.FLAGDEL        := flagdel;      // flag for the kind of transient delay time
::Macro_SFC.DELAYCOUN      := delaycoun;     // counter for transient delay time
::Macro_SFC.FOCVALUE1      := focvalue1;    // focus value of collector 1
::Macro_SFC.FOCVALUE2      := focvalue2;    // focus value of collector 2
::Macro_SFC.FOCVALUE3      := focvalue3;    // focus value of collector 3
::Macro_SFC.FOCVALUE4      := focvalue4;    // focus value of collector 4
::Macro_SFC.STATFOC        := statfoc;      // status of collector focus
::Macro_SFC.FLAGTRAK       := flagtrak;     // flag for kind of transient mode

```

```

//#####

```

```

end.

```

```

//#####

```



## A.8 Fehlerabschätzung des instationären Kollektormodells

Wie in Kapitel 4.3.5 angegeben, entsteht durch den Modellierungsansatz des instationären Kollektormodells ein systematischer Fehler bei der Berechnung der erforderlichen Aufwärmenergiemenge. Mit Hilfe einer vereinfachten Berechnung wird dieser nun abgeschätzt. Hierzu ist zwischen den Temperaturverläufen der Kollektoren und der instationären Bauteile zu unterscheiden.

Zur vereinfachten Berechnung wird in Tabelle A.1 die arithmetische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{ave}}$  aus den Temperaturen am Ein- und am Austritt der Kollektoren im Online- und Stand-by-Betrieb errechnet.

**Tabelle A.1** Berechnung der mittleren Temperaturen der Kollektoren

	Online-Betrieb			Stand-by-Betrieb			$\Delta T_{\text{ave}}$
	$T_{\text{in}}$	$T_{\text{out}}$	$T_{\text{ave}}$	$T_{\text{in}}$	$T_{\text{out}}$	$T_{\text{ave}}$	
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
Kollektor 1	290,0	348,0	319,0	290,0	283,0	286,5	32,5
Kollektor 2	348,0	405,0	376,5	283,0	278,0	280,5	96,0
Kollektor 3	405,0	459,0	432,0	278,0	275,0	276,5	155,5
Kollektor 4	459,0	510,0	484,5	275,0	270,0	272,5	212,0

Zum Vergleich wird in Tabelle A.2 ebenfalls die entsprechende Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{ave}}$  der instationären Bauteile ermittelt. Da diese immer am Ausgang der stationären Kollektormodelle angeschlossen werden, sind im stationären Fall die Temperaturen am Ein- und Austritt des indirekten Speichers gleich.

**Tabelle A.2** Berechnung der mittleren Temperaturen der instationären Bauteile

	Online-Betrieb			Stand-by-Betrieb			$\Delta T_{\text{ave}}$
	$T_{\text{in}}$	$T_{\text{out}}$	$T_{\text{ave}}$	$T_{\text{in}}$	$T_{\text{out}}$	$T_{\text{ave}}$	
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
Kollektor 1	348,0	348,0	348,0	283,0	283,0	283,0	65,0
Kollektor 2	405,0	405,0	405,0	278,0	278,0	278,0	127,0
Kollektor 3	459,0	459,0	459,0	275,0	275,0	275,0	184,0
Kollektor 4	510,0	510,0	510,0	270,0	270,0	270,0	240,0

Hierfür wird über die Gleichung

$$\Delta Q = m_{\text{abs}} \cdot c_{p,\text{steel}} \cdot \Delta T_{\text{ave}} \quad (\text{A.55})$$

die erforderliche Energiemenge  $\Delta Q$  für einen Aufwärmvorgang jedes Kollektors bestimmt. Hierfür ist es zunächst erforderlich die Stahlmasse  $m_{abs}$  des Absorberrohrs eines Kollektors zu berechnen.

$$m_{abs} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2) \cdot l_{abs} \cdot \rho_{steel} \quad (A.56)$$

$$m_{abs} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (0,070 \text{ m})^2 - (0,064 \text{ m})^2 \right] \cdot 150 \text{ m} \cdot 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 757,8 \text{ kg} \quad (A.57)$$

Mit der Masse und der Wärmekapazität von Stahl  $c_{p,steel}$  ergibt sich exemplarisch für den ersten Kollektor

$$\Delta Q_{col} = 757,8 \text{ kg} \cdot 0,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 32,5 \text{ K} \cdot \frac{\text{MWh}}{3600 \text{ kJ}} = 3,4 \text{ MWh} \quad (A.58)$$

Und für das instationäre Bauteil

$$\Delta Q_{inst} = 757,8 \text{ kg} \cdot 0,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 65,0 \text{ K} \cdot \frac{\text{MWh}}{3600 \text{ kJ}} = 6,8 \text{ MWh.} \quad (A.59)$$

Es errechnet sich ein relativer Fehler für den ersten Kollektor von

$$f = \frac{\Delta Q_{inst} - \Delta Q_{col}}{\Delta Q_{col}} = \frac{6,8 \text{ MWh} - 3,4 \text{ MWh}}{3,4 \text{ MWh}} = 1. \quad (A.60)$$

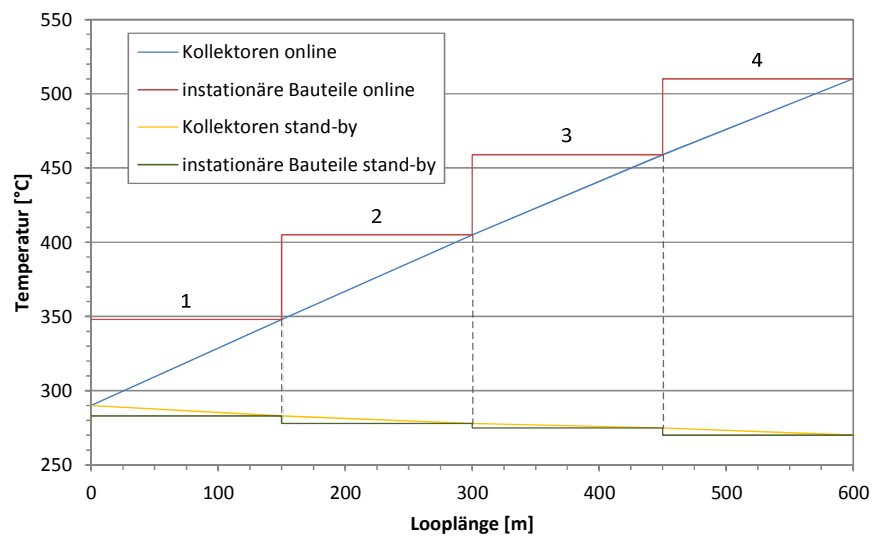
In Tabelle A.3 sind die Ergebnisse und relativen Fehler für einen Kollektorloop aufgeführt.

**Tabelle A.3** Ergebnisse der Energiebilanzauswertung

	Kollektor	instationäres Bauteil	relativer Fehler
	$\Delta Q_{col}$	$\Delta Q_{inst}$	$f$
	[MWh]	[MWh]	[-]
Kollektor 1	3,4	6,8	1
Kollektor 2	10,1	13,4	0,32
Kollektor 3	16,4	19,4	0,18
Kollektor 4	22,3	25,3	0,13
Kollektorloop	52,2	64,9	0,24

Aus den Berechnungen der relativen Fehler der einzelnen Kollektoren ergibt sich für den gesamten Kollektorloop eine Abweichung von 24 %.

Eine grafische Veranschaulichung der Temperaturverläufe über die gesamte Looplänge ist in Bild A.21 dargestellt. Hierbei ist die blaue Linie der angenäherte Temperaturverlauf über den Kollektorloop im stationären Online-Betrieb. Die Temperatur der instationären Speicher, die im Simulationsmodell zur Bestimmung der erforderlichen Energiemenge während des Anfahrvorgangs des Solarfelds herangezogen wird, ist in Rot dargestellt. Ebenfalls dargestellt sind die beiden Temperaturverläufe der Kollektoren und instationären Bauteile im Stand-by-Betrieb.



**Bild A.21** Temperaturverlauf in einem stationären und instationären Kollektorloop



## A.9 Wetterdaten am Kraftwerksstandort

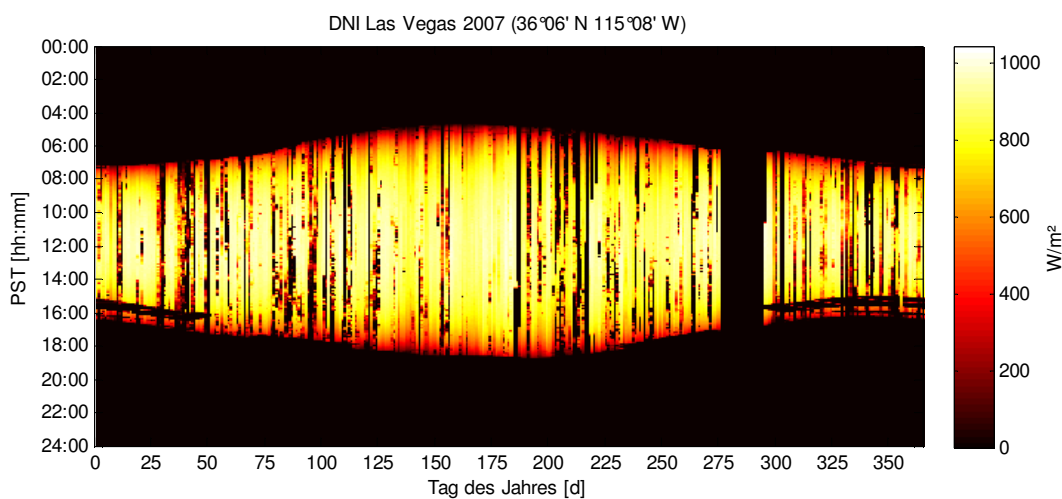


Bild A.22 Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2007

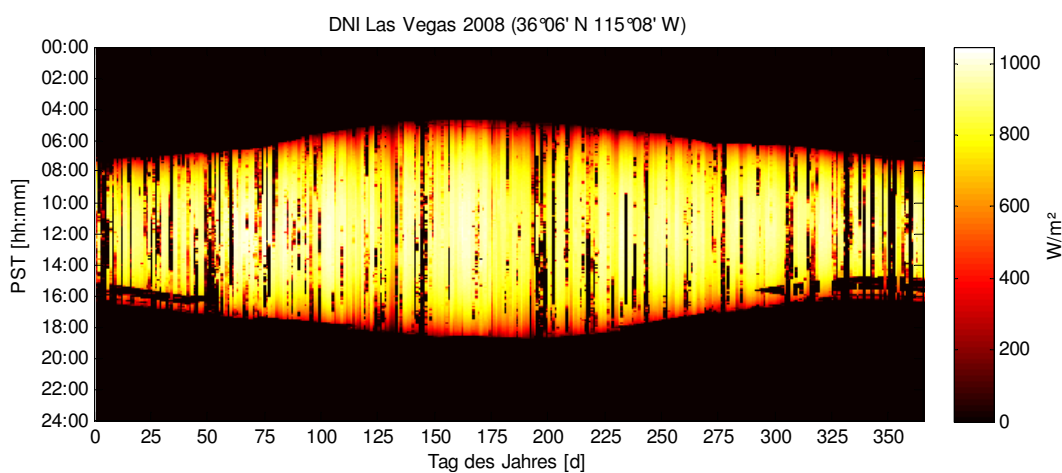
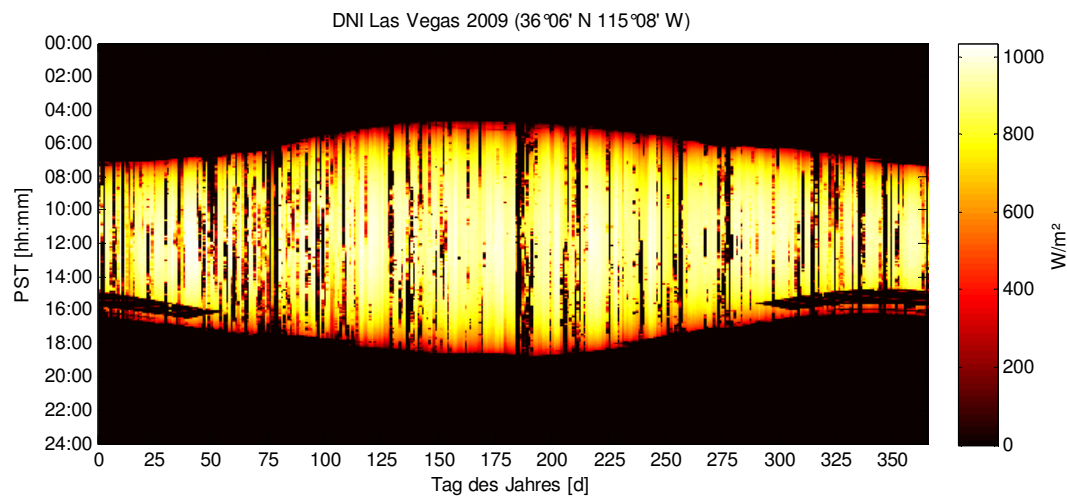
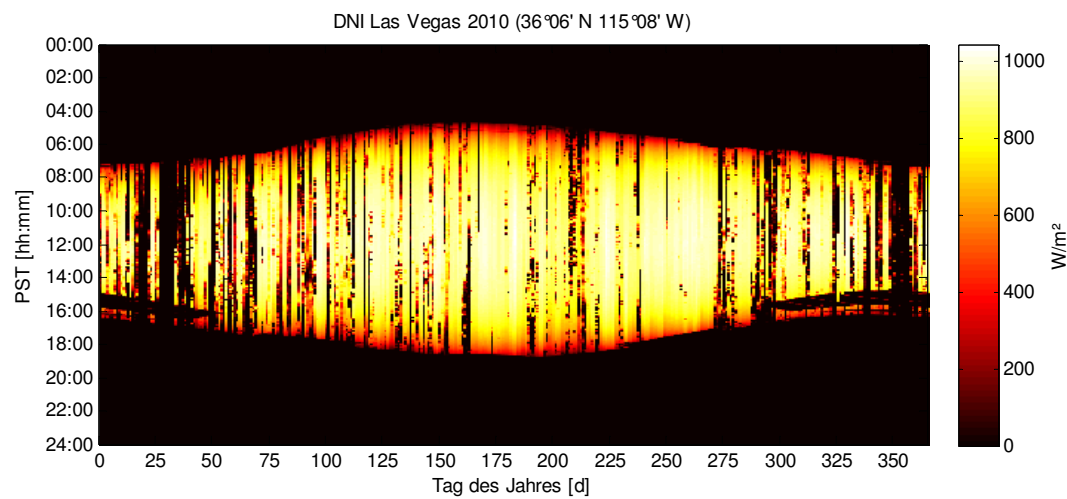


Bild A.23 Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2008

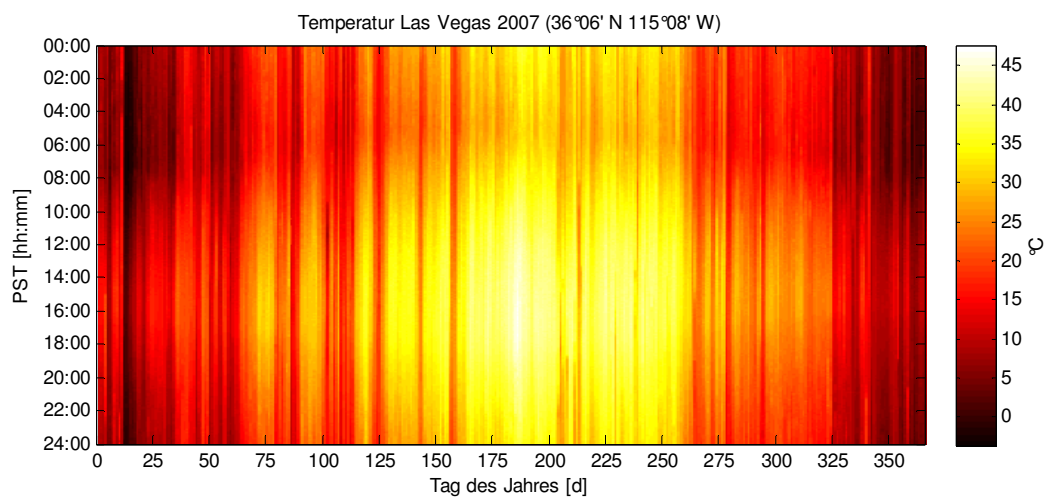


**Bild A.24** Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2009

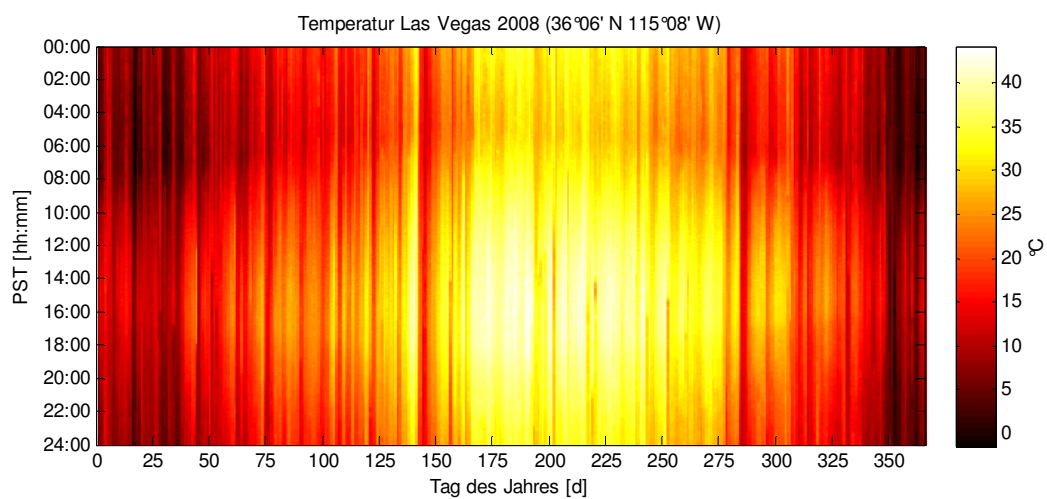


**Bild A.25** Täglicher Verlauf der Direktnormalstrahlung für Las Vegas im Jahr 2010

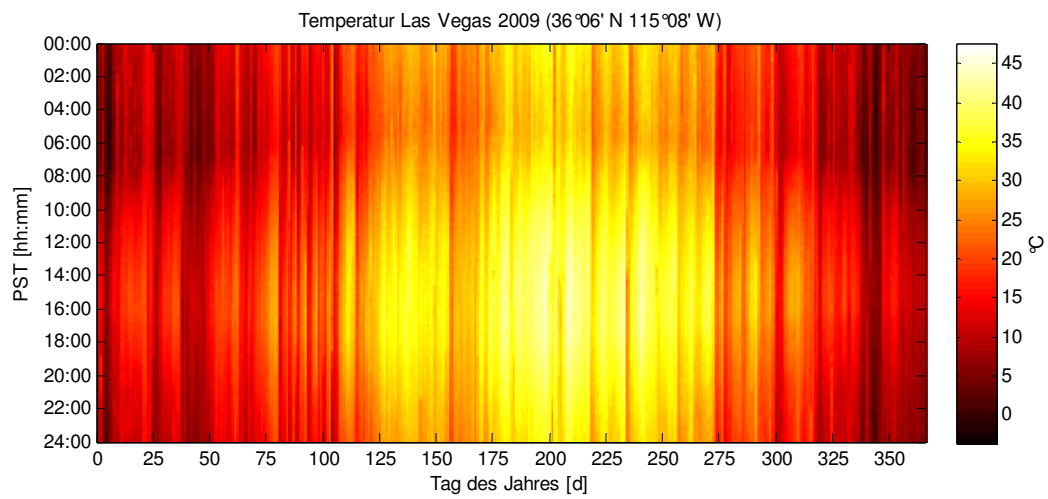




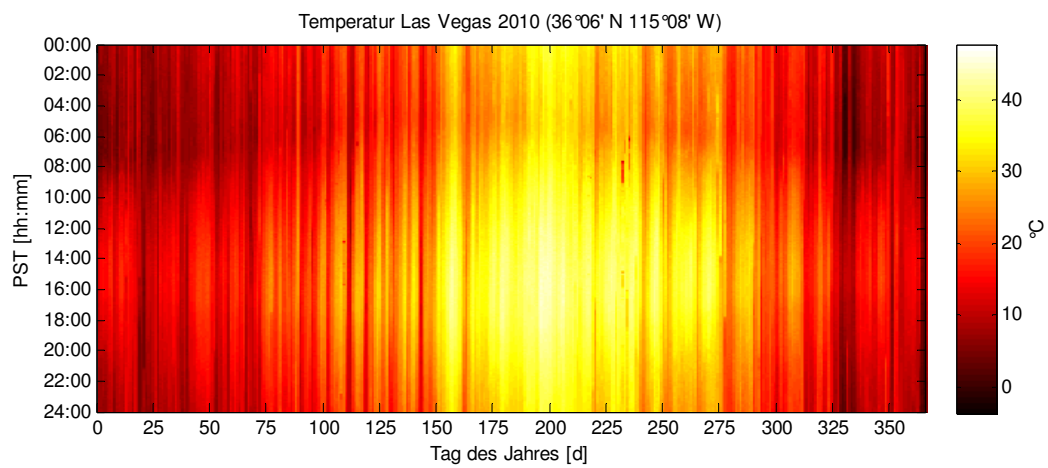
**Bild A.26** Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2007



**Bild A.27** Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2008



**Bild A.28** Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2009



**Bild A.29** Täglicher Verlauf der Lufttemperatur für Las Vegas im Jahr 2010